

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE  
SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE MOULOUD MAMMERI DE TIZI OUZOU  
FACULTE DU GENIE DE LA CONSTRUCTION  
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



## MEMOIRE

*De fin d'études*

En vue de l'obtention du diplôme de Master  
En Génie Mécanique

Option : Énergétique

**Thème :**

**Etude numérique de la lubrification d'un palier  
lisse de la Centrale thermique de Cap-Djinet**

**Encadré par :**

M<sup>f</sup>. HAMZAOUI Malek

M<sup>f</sup>. ZOUAOUI Saleh

**Co-encadré par :**

M<sup>f</sup>. ELDJOUZI Abderrahmane

**Réalisé par :**

M<sup>f</sup>. SILEM Malek

M<sup>f</sup>. KOUDACHE Massinissa

**Soutenu devant le jury composé de :**

**Président:** M<sup>f</sup>. HAMDAD Ahmed UMMTO

**Examineur:** M<sup>f</sup>. FERROUK Mohamed UMMTO

**Rapporteur :** M<sup>f</sup>. HAMZAOUI Malek UMMTO

Année universitaire 2016/2017

CHAPITRE I

TRIBOLOGIE

## CHAPITRE III

# MODELISATION DES PALIERS LISSES

CH  
GE

RESULTATS ET DISCUSSIONS

CHAPITRE IV

## CONCLUSION GENERALE

# *REMERCIEMENTS*

*Avant tout, nous tenons à remercier Dieu qui nous a donné la patience, la volonté et le courage pour la réalisation de ce travail.*

*Ensuite, nos remerciements s'adressent à nos promoteurs, Malek HAMZAOUI et Salah ZOUAOUI qui nous ont accueillis dans leur équipe, accepté de diriger notre mémoire et pour nous avoir appris à être plus autonome tout au long de ce travail de recherche.*

*Egalement, nos remerciements s'adressent à :*

*-Mr Abderrahmane ELDJOUZI, chef de service de l'unité de commande à la centrale de Cap-Djinet.*

*- à nos professeurs de l'université Mouloud MAMMERRI pour leurs aide judicieuse et leur compréhension durant notre cursus universitaire.*

*Que les membres du jury trouvent ici nos remerciements les plus sincères pour l'intérêt qu'ils portent à notre recherche en acceptant d'examiner ce travail, pour leurs propositions et son enrichissement.*

*Enfin nos remerciements vont à tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de ce projet, particulièrement nos chères familles et amis.*

## NOMENCLATURE

<b>Symbole</b>	<b>Désignation</b>	<b>Unité</b>
$\mu$	Viscosité dynamique	Pa.s
$\nu$	Viscosité cinématique	cSt [mm <sup>2</sup> /s]
$\omega$	Vitesse de rotation	Tr/min
$\theta$	Coordonnée angulaire ou circonférentielle (degré d'angle)	degré d'angle (°)
T	Température	°C
D	Diamètre du coussinet	m
DD	Diamètre de l'arbre	m
L	Longueur du palier	m
B	Largeur du coussinet	m
C	Jeu radial	mm
H	Épaisseur du film lubrifiant	m
m	Masse	Kg
P	Pression dans le film lubrifiant	Bar
R <sub>a</sub>	Rayon de l'arbre	m
R <sub>c</sub>	Rayon du coussinet	m
R <sub>r</sub>	Rayon du rotor	m
x, y, z r, $\theta$ , z	Coordonnées	
W	Charge appliquée sur le palier	N
$\rho$	Masse volumique	Kg/m <sup>3</sup>
$\phi$	L'angle de calage (degré d'angle)	
$\varepsilon$	Excentricité relative	

## LISTE DES FIGURES

### Chapitre I

<b>Figure I.1</b> : Exemples schématiques d'objectifs pratiques en tribologie .....	4
<b>Figure.I.2</b> : Crapaudine de porte .....	5
<b>Figure.I.3</b> : déplacement d'un colosse d'albâtre sur un traineau en Égypte .....	6

### Chapitre II

<b>Figure II.1</b> : Organigramme de lubrification .....	9
<b>Figure II.2</b> :Interaction des éléments en tribologie .....	11
<b>Figure II.3</b> : Diagramme température/viscosité.....	18
<b>Figure II.4</b> : Variation viscosité/température sur abaque ASTM.....	13

### Chapitre III

<b>Figure III.1</b> : Coussinets .....	21
<b>Figure III.2</b> : Schématisation d'un palier lisse .....	22
<b>Figure III.3</b> :Palier hydrodynamique avec champs de pression hydrodynamique.....	23
<b>Figure. III.4</b> :Caractéristiques de fonctionnement du palier hydrodynamique .....	24
<b>Figure III.5</b> : Courbe de Stribeck .....	25
<b>Figure III.6</b> :Régime hydrostatique .....	26
<b>Figure III.7</b> : Caractéristique du Régime hydrodynamique.....	26
<b>Figure III.8a</b> : Section droite du palier .....	28
<b>Figure III.8b</b> : Palier développé .....	28
<b>Figure III.9</b> :Conditions aux limites de Sommerfeld.....	30
<b>Figure III.10</b> : Conditions aux limites de Gumbel .....	30
<b>Figure III.11</b> :Conditions aux limites de Reynolds .....	31
<b>Figure III.12</b> : Schéma du système rotor – palier lisse pour l'analyse dynamique non linéaire. .32	
<b>Figure III.13</b> :Schéma cinématique du palier cylindrique .....	33

**Figure III.14 :** Conditions aux limites liées à l'écoulement du lubrifiant..... 35

## Chapitre IV

<b>Figure IV.1 :</b> Diagramme de variation de la pression pour $w_1=2800$ tr/min, $\varepsilon=0.2$ .....	39
<b>Figure IV.2 :</b> Diagramme de variation de la pression pour $w_1=2800$ tr/min, $\varepsilon=0.4$ .....	39
<b>Figure IV.3 :</b> Diagramme de variation de la pression pour $w_1=2800$ tr/min, $\varepsilon=0.5$ .....	40
<b>Figure IV.4 :</b> Diagramme de variation de la pression pour $w_1=2800$ tr/min, $\varepsilon=0.7$ .....	40
<b>Figure IV.5 :</b> Diagramme de variation de la pression pour $w_2=3000$ tr/min, $\varepsilon=0$ .....	41
<b>Figure IV.6 :</b> Diagramme de variation de la pression pour $w_2=3000$ tr/min, $\varepsilon=0,4$ .....	41
<b>Figure IV.7 :</b> Diagramme de variation de la pression pour $w_2=3000$ tr/min, $\varepsilon=0,5$ .....	42
<b>Figure IV.8 :</b> Diagramme de variation de la pression pour $w_2=3000$ tr/min, $\varepsilon=0,7$ .....	42
<b>Figure IV.9 :</b> Diagramme de variation de la pression pour $w_3=3200$ tr/min, $\varepsilon=0,2$ .....	43
<b>Figure IV.10 :</b> Diagramme de variation de la pression pour $w_3=3200$ tr/min, $\varepsilon=0,4$ .....	43
<b>Figure IV.11 :</b> Diagramme de variation de la pression pour $w_3=3200$ tr/min, $\varepsilon=0,5$ .....	44
<b>Figure IV.12 :</b> Diagramme de variation de la pression pour $w_3=3200$ tr/min, $\varepsilon=0,7$ .....	44
<b>Figure IV.13 :</b> Diagramme de variation de la pression pour $w_4=3500$ tr/min, $\varepsilon=0,2$ .....	45
<b>Figure IV.14 :</b> Diagramme de variation de la pression pour $w_4=3500$ tr/min, $\varepsilon=0,4$ .....	45
<b>Figure IV.15 :</b> Diagramme de variation de la pression pour $w_4=3500$ tr/min, $\varepsilon=0,5$ .....	46
<b>Figure IV.16 :</b> Diagramme de variation de la pression pour $w_4=3500$ tr/min, $\varepsilon=0,7$ .....	46
<b>Figure IV.17 :</b> Variation de la pression en fonction de l'excentricité avec différentes vitesses.....	48
<b>Figure IV.18 :</b> Variation de l'angle de pic de la pression en fonction de l'excentricité .....	48
<b>Figure IV.19 :</b> la trajectoire du centre de l'arbre a $w=2800,3000,3200,3500$ tr/min.....	49
<b>Figure IV.20:</b> Diagramme de variation de la pression pour $w=3000$ tr/min, $\varepsilon=0,2, \mu=0.02$ Pa.s..	50
<b>Figure IV.21:</b> Diagramme de variation de la pression pour $w=3000$ tr/min, $\varepsilon=0,4, \mu=0.02$ Pa.s...	50
<b>Figure IV.22:</b> Diagramme de variation de la pression pour $w=3000$ tr/min, $\varepsilon=0,5, \mu=0.02$ Pa.s..	51
<b>Figure IV.23:</b> Diagramme de variation de la pression pour $w=3000$ tr/min, $\varepsilon=0,7, \mu=0.02$ Pa.s ....	51
<b>Figure IV.24:</b> Diagramme de variation de la pression pour $w=3000$ tr/min, $\varepsilon=0,2, \mu=0.08$ Pa.s ....	52
<b>Figure IV.25:</b> Diagramme de variation de la pression pour $w=3000$ tr/min, $\varepsilon=0,4, \mu=0.08$ Pa.s ....	52

**Figure IV.26:** Diagramme de variation de la pression pour  $w=3000$  tr/min,  $\varepsilon=0,5$ ,  $\mu=0.08$  Pa.s.. **53**

**Figure IV.27:** Diagramme de variation de la pression pour  $w=3000$  tr/min,  $\varepsilon=0,7$ ,  $\mu=0.08$  Pa.s... **53**

## **LISTE DES TABLEAUX**

### **Chapitre II**

**Tableau II.1 :** Classifications des additifs ..... **14**

**Tableau II.2 :** Classification de la viscosité selon ISO-3448 ..... **17**

**Tableau II.3 :** Classification SAE des huiles motrices (1999) ..... **19**

**Tableau II.4 :** Classification SAE des huiles à engrenages automobiles (2005) ..... **19**

### **Chapitre IV**

**Tab.IV.1 :** Caractéristiques géométriques et conditions de fonctionnement ..... **38**

**Tab.IV.2 :** Tableau récapitulatif des résultats 1 ..... **47**

**Tab.IV.3 :** Tableau récapitulatif des résultats 2 ..... **54**

# TABLE DES MATIERES

<b>INTRODUCTION GENERALE .....</b>	<b>01</b>
<b>CHAPITRE I :TRIBOLOGIE</b>	
<b>Introduction .....</b>	<b>03</b>
<b>I.1. Aspects historiques .....</b>	<b>05</b>
<b>I.2. Domaines d'applications .....</b>	<b>07</b>
<b>I.3. Impact économique de la tribologie .....</b>	<b>07</b>
<b>I.4. Perspectives de la tribologie .....</b>	<b>08</b>
<b>CHAPITRE II :GENERALITES SUR LES LUBRIFIANTS</b>	
<b>Introduction .....</b>	<b>09</b>
<b>II.1. Définition.....</b>	<b>10</b>
<b>II.2. Fonctions des lubrifiants .....</b>	<b>10</b>
<b>II.3. Les familles des lubrifiants .....</b>	<b>11</b>
<b>II.4. Les huiles lubrifiantes .....</b>	<b>12</b>
<b>II.4.1. Lubrifiants d'origine minérale.....</b>	<b>12</b>
<b>II.4.2. Lubrifiants d'originevégétale .....</b>	<b>13</b>
<b>II.4.3. Lubrifiants d'origine animale .....</b>	<b>13</b>
<b>II.4.4. Lubrifiants d'origine synthétique .....</b>	<b>13</b>
<b>II.5. Les additifs.....</b>	<b>14</b>
<b>II.6. Propriétés des huiles.....</b>	<b>15</b>
<b>II.6.1. Propriétés physiques .....</b>	<b>15</b>
<b>II.6.2. Propriétés chimiques.....</b>	<b>15</b>
<b>II.7. Classification des huiles .....</b>	<b>17</b>

## **CHAPITRE III :MODELISATION DES PALIERS LISSES**

<b>INTRODUCTION</b> .....	21
<b>III.1. Principe de fonctionnement du palier</b> .....	21
<b>III.2. Hypothèses sur paliers</b> .....	23
<b>III.3. Le palier hydrodynamique</b> .....	23
<b>III. 3.1.Caractéristiques d'un palier</b> .....	24
<b>III.3.2. Projet de calcul d'un palier hydrodynamique</b> .....	24
<b>III.4. Différents régimes de lubrification</b> .....	25
<b>III.5. Équations de base</b> .....	27
<b>III.5.1. Epaisseur du film lubrifiant</b> .....	27
<b>III.5.2. Equations de Reynolds</b> .....	28
<b>III.5.3. Conditions aux limites</b> .....	29
<b>III.6. Etude du comportement dynamique non linéaire d'un palier lisse</b> .....	32
<b>III.6.1. Mise en équations du problème dynamique non linéaire</b> .....	33
<b>III.6.2. Résolution de l'équation de Reynolds</b> .....	33
<b>III.6.3. Forces de réaction du film fluide (force hydrodynamique)</b> .....	36
<b>III.6.4. Équations du mouvement de l'arbre</b> .....	37

## **CHAPITRE VI : RESULTAS ET DISCUSSION**

<b>Introduction</b> .....	38
<b>IV.1. Répartition de la pression en fonction de la vitesse et d'excentricité</b> .....	39
<b>IV.2.La trajectoire du centre de l'arbre en fonction de la vitesse et d'excentricité</b> ..	49
<b>IV.3. Influence de la viscosité sur la pression du lubrifiant</b> .....	50
<b>IV.4. Conclusion</b> .....	55

# INTRODUCTION GENERALE

La mécanique des milieux continus est un domaine qui s'intéresse à l'étude de la déformation des solides et à l'écoulement des fluides. Cette science détient deux branches : La mécanique des solides et la mécanique des fluides. La première consiste à déterminer les performances d'un système en vue d'établir un dimensionnement adapté à l'usage envisagé. Quant à la deuxième, elle a comme objet l'étude du comportement des fluides, elle se divise principalement en statistique des fluides et l'hydrodynamique.

Différents organes et fluides de machines tournantes tels que les turbines et les moteurs fonctionnent en régime de lubrifications hydrodynamiques. Dans ces types de machines, les paliers hydrodynamiques sont les principaux éléments utilisés pour le guidage ou le support des rotors. Ils sont généralement alimentés en fluides lubrifiants, ainsi, la connaissance de leur comportement est nécessaire pour la conception des machines tournantes.

En effet, un grand nombre de lignes d'arbres reposent sur des paliers hydrodynamiques qui ont une influence sur le comportement dynamique de ces lignes d'arbres qu'ils supportent et ce en raison de la présence d'un film d'huile.

Le développement technologique a permis la modernisation des machines tournantes et ce, avec l'allègement des masses et l'élévation des vitesses de fonctionnement des rotors. Ceci les expose à des problèmes vibratoires aigus. Ainsi, le rôle des paliers dans le comportement de de la ligne d'arbre impose qu'on s'y intéresse particulièrement.

Afin d'étudier le comportement dynamique des paliers hydrodynamiques, deux approches ont été développées : linéaire et non linéaire.

D'abord, l'approche linéaire qui consiste à expliquer le phénomène du "tourbillonnement du film d'huile", c'est-à-dire expliquer le comportement des lignes d'arbre lorsque le palier hydrodynamique fonctionne à faible excentricité. En effet, Hummel (1926) et Newbrik (1931) qui ont réalisé des études expérimentales, ont observé que lorsque le palier était faiblement chargé, la ligne d'arbre fouettait à l'intérieur du palier avec une fréquence quasi équivalente à la moitié de la fréquence de rotation. Ainsi, la théorie linéaire consiste à schématiser le film d'huile par quatre coefficients de raideur et quatre coefficients d'amortissement et des coefficients dynamiques.

## INTRODUCTION GENERALE

---

La mise en place de ces coefficients permet de rechercher des instabilités de fonctionnement, des vitesses et du comportement des lignes d'arbres aux faibles charges dynamiques.

L'approche linéaire se limite à étudier le comportement de la ligne d'arbre jusqu'à un certain seuil de stabilité et afin d'étudier le comportement des machines tournantes modernes, qui se caractérisent par des vitesses de rotations très élevées, il est impératif d'adopter l'approche dynamique non linéaire qui consiste à résoudre de façon simultanée d'une part l'équation de Reynolds en régime dynamique qui est bien adaptée aux problèmes de lubrification hydrodynamique, d'autre part, les équations de mouvements de l'arbre dans le palier.

De ce fait, l'objet de notre travail est d'étudier l'influence de la vitesse de rotation de l'arbre et l'excentricité sur la pression et la trajectoire de l'arbre.

Afin d'atteindre notre objectif, nous avons adopté une double démarche qui se base, d'une part, sur une étude théorique des concepts et des phénomènes se rapportant à notre sujet, d'autre part, sur une étude numérique et ce, grâce à l'élaboration d'un code de calcul modifié selon le fonctionnement de la centrale de Cap-Djinet.

Pour se faire, nous avons articulé notre travail autour de quatre chapitres :

Le chapitre 1 portera sur la notion de la "tribologie" qui est la science qui recouvre tous les domaines du frottement, de l'usure, de l'étude des interfaces et de la lubrification. Ainsi, il sera question de la présenter selon les aspects conceptuel, historique et pratique.

Ensuite, nous nous intéresserons dans le chapitre 2 à la "lubrification" en définissant cette dernière et en présentant les différents types de lubrifiants ainsi que leurs propriétés.

Dans le chapitre 3, il sera question d'aborder l'objet de notre travail, à savoir la modélisation des paliers lisses qui permet d'étudier, sur le plan théorique et à l'aide d'équations mathématiques, le comportement dynamique non linéaire d'un palier lisse.

Enfin, le chapitre 4 qui clôturera notre travail, permettra de rapporter les résultats de l'étude numérique réalisée avec un code de calcul ainsi que leur discussions.

## **Introduction**

Le nom tribologie, vient du Grec "τριβειν" Tribein : frotter, et "λογος" Logos : parole, étude ou science. Ainsi, la tribologie est la science qui étudie l'ensemble des phénomènes qui ont lieu lorsque des corps en contact sont mis en mouvement relatif.

Elle présente trois aspects distincts : le frottement, l'usure et la lubrification.

La tribologie a été officialisée en 1967 par un comité de « l'Organisation pour la Coopération et le Développement Économique » qui a été, en quelque sorte, un précurseur du développement durable. En effet, l'une des motivations principales du regroupement des connaissances et activités portant sur les sujets cités ci-dessus en une discipline unique, a été déclenchée par des analyses sur l'impact économique de l'usure et du frottement.

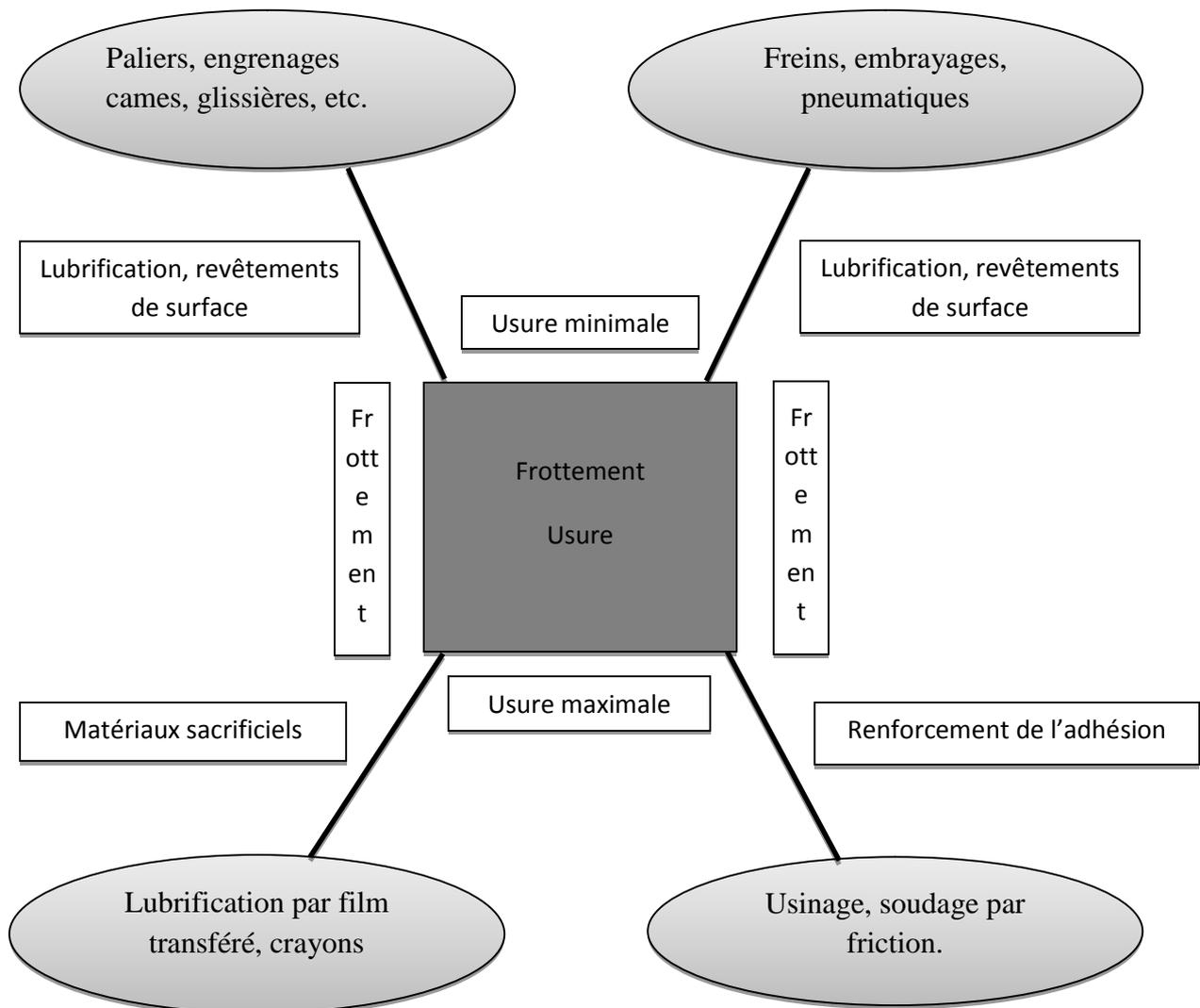
L'usure est l'une des causes majeures de la destruction des matériaux et des pertes de performances mécaniques des équipements. Toute réduction de l'usure peut, non seulement conduire à des économies importantes de matière, mais également contribuer d'une part, à la protection de l'environnement en limitant les émissions de particules contenant éventuellement des éléments nocifs et d'autre part, à limiter la dispersion d'équipements hors service. Corrélativement, les réductions d'usure auront un impact direct sur la fiabilité et la longévité des mécanismes, ce qui engendre à la fois une meilleure sûreté de fonctionnement et une réduction d'énergie en allongeant les périodes de renouvellement des composants usagés.

Le frottement, de son côté est l'une des principales causes d'usure et de dissipation d'énergie dans les systèmes mécaniques. Une meilleure maîtrise du frottement peut permettre des économies importantes d'énergie.

Actuellement, la lubrification est l'un des moyens les plus efficaces utilisés dans le domaine de l'industrie pour réduire le frottement et contrôler l'usure. Elle consiste à créer entre les surfaces en mouvement un film mince (entre 0,1 et 100 µm en général) de gaz, liquide ou bien solide, ce film assurera la séparation des surfaces en contact et facilitera le mouvement en dépensant le minimum d'énergie possible et en prévenant les endommagements.

Cependant, la tribologie ne se limite pas à réduire le frottement et l'usure. Dans la réalité technique et suivant les applications et leurs résultats, il est important d'utiliser des combinaisons de propriétés très variées, exemple : frottement et usure minimaux dans les paliers, engrenages et les organes de guidages.

Lediagramme ci-dessous (Fig.I.1) présente des exemples dans lesquels le contrôle de frottement et l'usure conduit à des combinaisons complexes, ce qui nous permet d'avoir des notions sur la diversité à laquelle on peut être confronté.



**Figure I.1**-Exemples schématiques d'objectifs pratiques en tribologie d'après G.W. STAKOWIAK et A.M. BACHELOR [1]

Si l'on ajoute le nombre important de paramètres qui interviennent, l'impact de l'environnement, l'action des films superficiels dont on maîtrise mal la nature, la composition, la structure et les propriétés qui évoluent en permanence au cours du fonctionnement, on peut imaginer la complexité d'un problème tribologique.

Les résolutions de ces problèmes doivent donc s'appuyer sur la connaissance et la compréhension des mécanismes de base des phénomènes tribologiques proposés par les

études fondamentales menées dans ces domaines, mais suivant le cas étudié il faut prendre en compte les aspects suivants : géométriques, métrologiques, mécaniques, thermiques, physico-chimiques,...

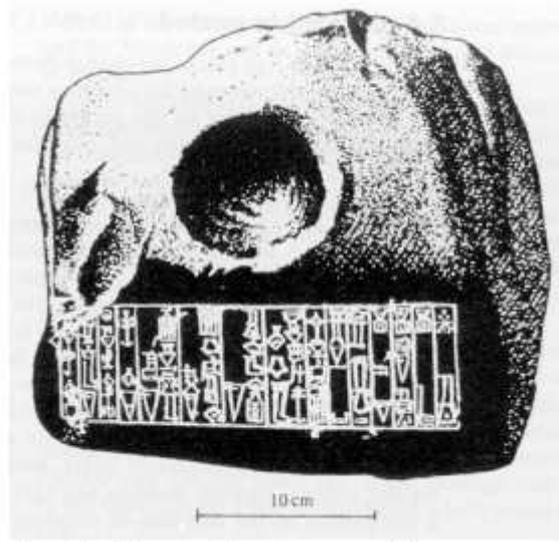
### I.1. Aspects historiques

Les premières traces de tribologie en tant qu'activité technique sont apparues lorsque les premiers hommes ont commencé à fabriquer par frottement et usure les pointes acérées de leurs armes, puis lorsqu'ils ont découvert le feu en frottant des morceaux de bois l'un contre l'autre.

L'histoire des sciences a ensuite connu des faits marquants liés à la tribologie, dont on va mentionner quelques éléments au cours de l'histoire qui ont participé d'une manière évidente à l'avancement de la technique.

La période préhistorique a connu les premières innovations comme :

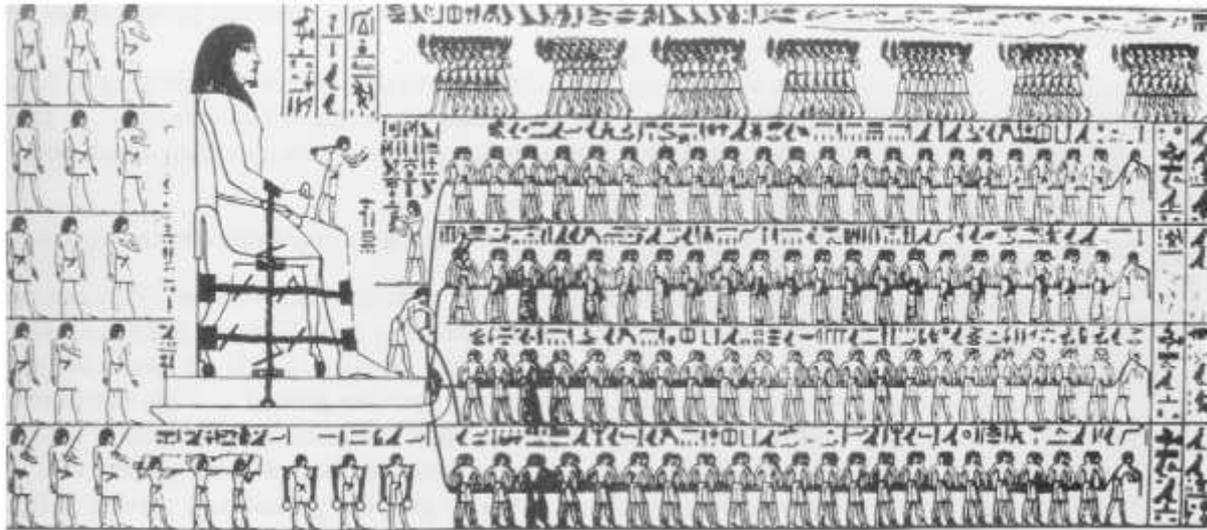
- Fabrication de crapaudines (paliers) pour les portes, Des éléments en pierre datés de 2500 ans avant J. C. Ont ainsi été retrouvés en Mésopotamie (fig.I.2)



**Figure.I.2**-Crapaudine de porte, Mésopotamie 2500 ans avant J. C. [2]

- L'utilisation de pivots dans les tours en Mésopotamie (4000 av J.C) ;
- Invention de la roue et donc le chariot (4000 av J.C) ;
- L'apparition de la roue à rayons (2000 av J.C) ;

- Utilisation de lubrifiants en Égypte (2400 av J.C) pour transport de charges ;



importantes comme les statues (fig.I.3).

**Figure.I.3**-Déplacement d'un colosse d'albâtre sur un traineau en Égypte (1880 av J.C) [3]

- Découverte de l'engrenage en Égypte et en Mésopotamie (1000 av J.C) ;
- Notion de frottement pendant la périodegréco-romaine (400 à 300 av J.C) ;

Au Moyen Âge,après une longue période de régressiontechnique, les progrès dans les technologies liées au contact vont reprendre avec l'utilisation d'huiles végétales ou animales pour la lubrification, l'apparition des concepts de paliers pour les matériels agricoles

A la Renaissance, la science a connu une véritable progression dans la prise de conscience des problèmes tribologiques avec les études, schémas et expériencesréalisés par Leonard DE VINCI sur le frottement de glissement.

Plus récemment, des scientifiquescélebres ont abordé les problèmes de tribologie :

- Expressiondes premières lois de frottement par AMONTON (1699) ;
- Finalisation des lois de frottement par COULOMB (1782) qui furent confortées par les travauxexpérimentaux de MORIN (1835).

La fin du XVII<sup>e</sup> siècle et le début du XIX<sup>e</sup> siècle virent le développement de la lubrification grâce aux théories de mécanique des fluides :

- Leséquationsgénérales du mouvement d'un fluide par NAVIER et STOKES (1822) ;

- Les études de POISEUILLE sur l'écoulement d'un fluide dans un tube (1840-1846) ;
- Les travaux de HIRN sur la lubrification hydrodynamique (1847).

La fin de XIX<sup>e</sup> siècle apporta l'approche scientifique du roulement et de la lubrification par REYNOLDS (1886).

Le XX<sup>e</sup> siècle fut une période productive dans le domaine de la tribologie avec les réalisations et les études de plusieurs scientifiques :

- KINGSBURY et MICHELL (butées et paliers hydrodynamiques) ;
- Les calculs de SOMMERFELD, GUMBEL et STRIBECK ;
- L'instauration des bases de la lubrification hydrostatique par RAYLEIGH en 1917 ;
- Les théories de la lubrification elasto-hydrodynamique développées par MARTIN, GRUBIN, DOWSON, HIGGINSON.

Ces théories sont encore étudiées à nos jours.,[4]

## **I.2. Domaines d'application**

La tribologie est présente dans la plupart des activités humaines et son domaine, depuis ces cinquante dernières années, s'est largement développé. On peut citer, entre autres, l'industrie, la marche humaine avec l'adhérence au sol, le comportement des articulations et le développement des prothèses, la tenue d'objets à la main, ou encore la tenue du fœtus dans le placenta, la tenue sur route des roues de voitures qui se trouvent paralysées les jours de verglas ou de neige, le ski sur piste, le patinage artistique, la production de sons musicaux par frottement d'un archet contre les cordes tendues d'un violon, les têtes de lecture des disques magnétiques des ordinateurs, le vernis anti-rayures des verres de lunettes, la mise en forme des matériaux... La tribologie peut également venir en aide aux archéologues afin de leur permettre de comprendre les techniques employées par nos ancêtres.

## **I.3. Impact économique de la tribologie**

Au cours des dernières décennies, l'impact de la tribologie sur la vie économique et industrielle s'est imposé à l'attention des scientifiques et économistes. De nombreuses enquêtes en ont démontré l'importance.

Pour souligner l'importance de la tribologie, il faut noter que, dans les pays développés, les pertes par frottement et usure représentent entre 3,5 et 4 % du PIB et que dans une automobile moderne plus de 25 % de la puissance affichée du moteur est perdue en frottement. Enfin, selon une étude récente du CETIM, 80 % des avaries des pièces

mécaniques commencent en surface ; ainsi la surface est actuellement une réelle butée technologique. [5]

En ce qui concerne le coût de l'usure, les valeurs avancées sont également extrêmement variables selon les coûts de matières, les immobilisations d'équipement ou les pertes de production, mais toutes atteignent des niveaux impressionnants :

- 100 milliards de dollars aux États-Unis en 1975 (étude JOST) ;
- 10 milliards de marks en Allemagne en 1976 (étude BMFT) ;
- 2.5 milliards de livres dont 20% économisables en Grande-Bretagne en 1966 (Étude du département de l'éducation et des Sciences) ;
- 5 milliards de dollars canadiens au Canada en 1982 (étude NRCC). [6]
- 164 milliards de francs en France en 1994 d'après CETIM.[5]

Toutes ces enquêtes concluent à la possibilité d'économies solides qui pourraient être réalisées en augmentant l'effort de formation et de recherche en tribologie ;

Ces conclusions sont confortées par le coût croissant de l'énergie, provoqué par l'accroissement de la consommation ou la raréfaction de certaines sources d'énergie et les aspects environnementaux.

#### **I.4. Perspectives de la tribologie**

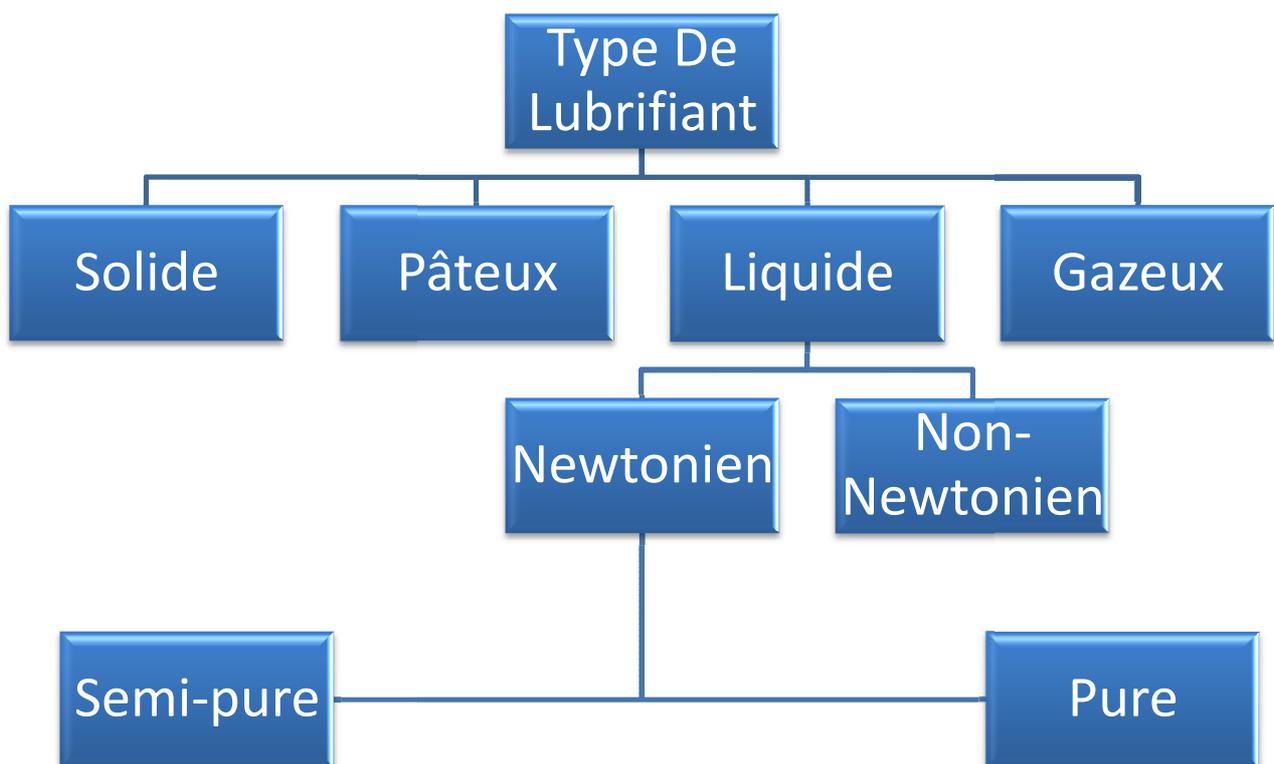
Confrontée aux exigences du monde moderne, la tribologie doit affronter des situations nouvelles. L'accroissement des performances, la miniaturisation des composants, les soucis d'économie d'énergie et de matière, les exigences de fiabilité et de longévité, la variété des environnements conduisant à mettre en œuvre de nouveaux concepts et des nouvelles solutions pour résoudre les problèmes tribologiques. Des recherches fondamentales sont associées pour prendre en compte la complexité et la variété des situations et l'amélioration des techniques connues ou la création de nouvelles, la conception des mécanismes, des méthodes et moyens de lubrification.[4]

## Introduction

Une partie importante de la recherche est concentrée aujourd'hui sur la nécessité d'économiser de l'énergie en termes de consommation ou de ressources. Ceci nécessite, pour de nombreux mécanismes de diminuer les frottements et de réduire l'usure. Le rendement des machines sera meilleur et les pertes d'énergie seront minimales. Ces pertes d'énergie sont liées, généralement aux problèmes de la lubrification et particulièrement à la lubrification Hydrodynamique.

Le but de ce chapitre est de :

- Préciser les différentes fonctions des lubrifiants.
- Indiquer les classifications, les caractéristiques et les propriétés des principales familles de lubrifiants.
- Définir les différents additifs suivant leurs types ainsi que leurs fonctions.



**Figure II.1**-Organigramme de lubrification

## II.1. Définition

Un lubrifiant est un produit qui interposé entre les surfaces solides flottantes d'un mécanisme, en facilitera le fonctionnement.

On distingue quatre catégories principales de lubrifiants liquides destinés à :

- L'automobile ;
- La marine ;
- L'aéronautique ;
- L'industrie .

C'est à cette dernière catégorie que portera notre travail et plus particulièrement dans le cas de la lubrification hydrodynamique en régime dynamique.

## II.2. Fonctions des lubrifiants

Les principales fonctions d'un lubrifiant sont :

- **REFROIDIR** :La circulation de l'huile évacue les calorieset élimine les risques de fusion et de détérioration. Un moteur, surtout aujourd'hui avec les technologies de pointes ou les difficultés de circulation, peut chauffer anormalement jusqu'à 400°.
- **ETANCHER** :Contribuer à parfaire l'étanchéité du moteur: (L'huile protègeconstamment les pièces d'agressions comme les poussières aspirées, l'eau et l'acide résultant de la combustion,...).
- **NETTOYER** :L'huile maintient en suspension et véhicule les imbrûlés issus de la combustion.
- **LUBRIFIER** :(La réduction des frottements et de l'usure) Diminuer les frottements et les résistances passives dans les machines, améliorer leur rendement et économiser l'énergie. (La viscosité d'une huile devrait rester constante malgré des écarts de température. L'huile ne doit pas figer au froid, elle ne doit pas se liquéfier à la chaleur).
- Elle permet aussi de protéger les organes lubrifiés contre les diverses formes de Corrosion et d'usure, donc contribuer à leurs longévités.

### II.3. Les familles des lubrifiants

Il existe quatre familles de lubrifiants :

- **Les lubrifiants gazeux:** utilisés pour lubrifier des surfaces se déplaçant à très grande vitesse.
- **Les lubrifiants liquides :** ils représentent environ 95% de l'ensemble des lubrifiants.
- **Les lubrifiants plastiques (pâteux):** graisses, pâtes lubrifiantes, enduits plastiques utilisés pour l'élimination d'une grande quantité de chaleur.
- **Les lubrifiantssolides:** utilisés dans la lubrification des mécanismes fonctionnant dans des contacts extrêmes (très haute température, vides extrêmes, très grande pression).

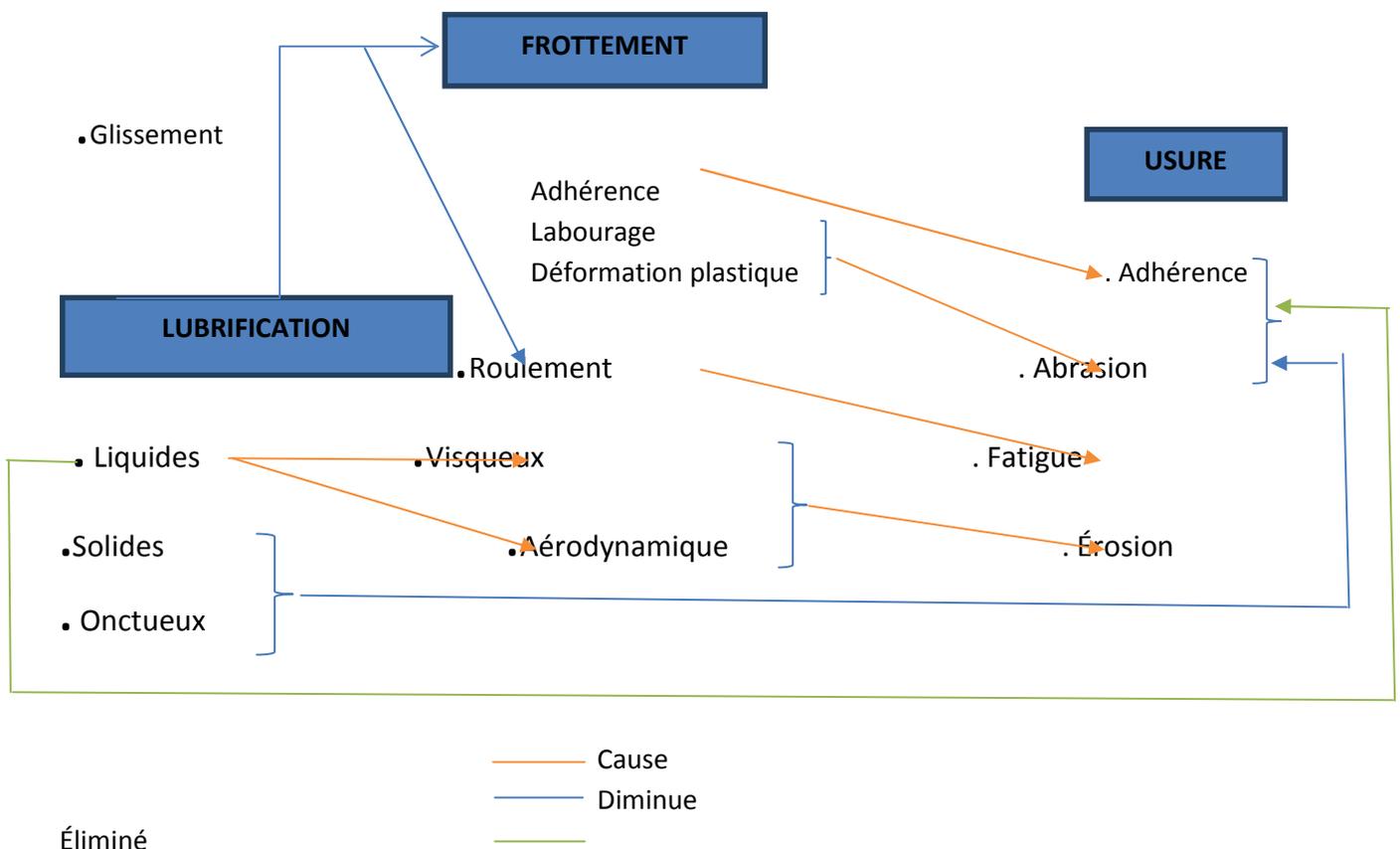


Figure II.2 -Interaction des éléments en tribologie.[7]

Prochainement nous nous intéresserons aux lubrifiants liquides, ces derniers se divisent en deux catégories :

- **Fluide newtonien**

Le modèle de fluide newtonien décrit bien la très grande majorité des fluides composés de

molécules simples. La définition d'un fluide newtonien est assez restrictive : les contraintes de cisaillement sont proportionnelles au gradient de vitesse, ce qui implique que :

- Dans un écoulement de cisaillement simple, les seules contraintes créées par l'écoulement sont des contraintes de cisaillement.
- La viscosité est indépendante de la vitesse de cisaillement.
- La viscosité est indépendante du temps et les contraintes s'annulent immédiatement lorsque l'écoulement est arrêté.

#### – **Fluide non-newtonien**

Toute déviation des règles du fluide newtonien est le signe d'un comportement non-newtonien.

La description de ces comportements et leur interprétation en relation avec la structure microscopique du fluide constitue une discipline appelée rhéologie. Cette discipline est assez récente, mais elle a connu un développement considérable avec l'apparition des polymères synthétiques.

Le caractère non-newtonien le plus répandu est la variation de viscosité avec la vitesse de cisaillement. Très souvent, pour les solutions de polymère, la viscosité diminue au fur et à mesure que l'on augmente le taux de cisaillement (gradient de vitesse) auquel est soumis le fluide. C'est le comportement rhé fluidifiant.

## **II.4. Les huiles lubrifiantes**

Un lubrifiant se compose principalement d'une ou plusieurs huiles dites de base qui constituent l'ossature même du produit final en lui apportant le pouvoir lubrifiant. À cette huile de base (ou mélange d'huiles de base) est ajouté des additifs pour modifier certaines propriétés de l'huile soit en les renforçant, soit en apportant d'autres propriétés dont l'huile de base est dépourvue. Les huiles de base peuvent être d'origine naturelle : végétales, minérales (c'est à dire extraites du pétrole) ou synthétiques.

### **II.4.1. Lubrifiants d'origine minérale :**

Les huiles minérales sont obtenues par raffinage du pétrole brut. La complexité de ce raffinage dépend de l'origine du pétrole et également de la qualité recherchée des produits finis. Dans les huiles minérales, on peut distinguer :

- **Les bases paraffinées** : (hydrocarbures saturés linéaires ou ramifiés). Elles sont assez stables vis à vis de l'oxydation et ont un indice de viscosité élevé.

- **Les bases naphténiqnes** : (hydrocarbures saturés cycliques et souvent ramifiés). Elles sont moins stables à l'oxydation que les précédentes et possèdent des indices de viscosité faibles.
- **Les bases aromatiques** : (produits insaturés cycliques). Ils sont très denses et peu stables à l'oxydation. Ils ont un indice de viscosité très bas ou même négatif.

#### **II.4.2. Lubrifiants d'origine végétale :**

L'utilisation des huiles végétales, et notamment le colza, connaît aujourd'hui un regain d'intérêt pour la préparation de certains lubrifiants biodégradables pour certaines applications qui présentent des risques de pollution du milieu naturel. Cependant, pour les applications à haute température, les lubrifiants sont formulés avec des esters synthétiques à cause de leur faible stabilité à l'oxydation.

#### **II.4.3. Lubrifiants d'origine animale:**

Ils sont constitués essentiellement d'esters résultant de la combinaison d'acides gras avec la glycérine. Ce sont souvent des « ancêtres » mais certains entrent encore dans diverses compositions

#### **II.4.4. Lubrifiants d'origine synthétique :**

Les huiles synthétiques sont obtenues par synthèse chimique telles que la polymérisation, l'estérification, l'alkylation et la fluoration. Elles sont composées par des éléments provenant de la pétrochimie, la carbochimie, la lipochimie et de la chimie minérale.

Les huiles de synthèse sont par ordre d'importance décroissante :

- Les hydrocarbures synthétiques ;
- Les esters organiques ;
- Les polyalkylène glycols ;
- Les esters phosphoriques ;
- Les produits spéciaux (silicones, perfluoropolyesters).

Il existe également des huiles semi-synthétiques. Elles sont des mélanges d'huiles minérales et d'huiles de synthèse. Parmi elles, on peut citer les polyalphaoléfines hydrogénées (PAO), les polyoléfines internes hydrogénées (PIO), les esters, les dialkylbenzènes,...

### **II.5. Les additifs**

Un additif désigne une substance qui est introduite dans un mélange pour apporter une propriété spécifique.

le tableau 1 donne des exemples des additifs et leurs classifications :

**Tableau II.1** -classifications des additifs.

Exemples d'additifs	
Antioxydant.	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Supprimer, ou tout au moins ralentir les phénomènes d'oxydation du lubrifiant.</li> <li>- Contribuer à l'espacement des vidanges par une meilleure tenue aux hautes températures.</li> </ul>
Anticorrosion	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Empêcher l'attaque des métaux ferreux, attaque due à l'action conjuguée de l'eau, de l'oxygène de l'air et de certains oxydes formés lors de la combustion.</li> </ul>
Antifricction (usure)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Renforcer l'action anti-usure qu'exerce un lubrifiant vis-à-vis des organes qu'il lubrifie.</li> </ul>
Anti-congelant (jusqu'à 0.5 %)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Permettre au lubrifiant de garder une bonne fluidité à basse température (de -15°C à -45°C).</li> </ul>
Anti-mousse	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Le moussage de l'huile peut être dû :               <ol style="list-style-type: none"> <li>1. A la présence d'autres additifs. Les additifs détergents agissent dans l'huile comme du savon dans l'eau : ils nettoient le moteur mais ont tendance à mousser.</li> <li>2. Au dessin du circuit de graissage qui provoque des turbulences lors de l'écoulement du lubrifiant, facilitant ainsi le brassage air-huile et la formation des bulles.</li> </ol> </li> </ul>
Anti-émulsion	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Évite le mélange de fluides étrangers (de l'eau par exemple) avec l'huile et favorise la décantation (séparation) de l'ensemble.</li> </ul>
Détergent (utilisés à raison de 3 à 15 %)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Éviter la formation de dépôts ou de vernis sur les parties les plus chaudes du moteur telles que les gorges des pistons.</li> </ul>
Dispersants (utilisés à raison de 3 à 15 %)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Contrairement aux précédents, ils agissent essentiellement à basse température en retardant la formation de dépôts ou de boues.</li> <li>- Son rôle est de maintenir en suspension toutes les impuretés solides formées au cours de fonctionnement du moteur : imbrûlés, gommages, boues, suies diesel, dépôts nettoyés par les détergents.</li> </ul>
Désaérant	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Favorise la séparation des gaz de l'huile.</li> </ul>
Amélioration D'indice de viscosité. (utilisés à raison de 5 à 10 %)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Permettre à l'huile d'être :               <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Suffisamment fluide à froid (faciliter le démarrage en Abaissant le point d'écoulement entre -15 et -45°C suivant les huiles).</li> <li>2. Visqueuse à chaud (éviter le contact des pièces en mouvement).</li> </ol> </li> </ul>
Additif extrême pression.	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Permettre à l'huile de :               <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Réduire les couples de frottement et par conséquence Économiser l'énergie.</li> <li>2. Protéger les surfaces des fortes charges.</li> </ol> </li> </ul>

## II.6. PROPRIETES DES HUILES

### II.6.1. Propriétés physiques

- **Densité** :Elle se mesure à 15 °C par rapport à l'eau à 4 °C.
- **Couleur** :La couleur foncée d'unlubrifiant usagé peut être un assez bon moyend'apprécier son altération.
- **Conductivité thermique** :Elle définit le flux thermique passant à travers un corps sous l'effet d'un gradient thermique.
- **Viscosité** :Selon la norme NFT 60-100 [7]: « la viscosité d'un liquide est la propriété de ce liquide, résultant de la résistance qu'oppose ses molécules à une force tendant à les déplacer par glissement dans ses seins, ainsi c'est une des propriétés capitales des huiles de graissage, qui conditionne leur emploi dans la majorité des cas. Plus grande est la viscosité d'un liquide, plus grande est la durée de son écoulement.En fait, on peut dire que la viscosité est la résistance qu'oppose un fluide au glissement de ses molécules les unes sur les autres, autrement dit, sa résistance à la déformation ».
- **Indice de viscosité** :L'« indice de viscosité » donne une idée de la variation de la viscosité de l'huile avec la température.
- **Compressibilité** :Les huiles sont d'autant moins compressibles que la pression est plus forte, la viscosité plus faible et la température plus basse.
- **Coefficient de viscosité-pression** :Si la pression croît, la mobilité des molécules diminue et la viscosité augmente selon une loi exponentielle.
- **Point d'écoulement** :Une norme précise la procédure complexe qui permet de déterminer la température à laquelle une huile cesse de couler et de se laisser pomper dans un circuit de graissage. Il est difficile d'obtenir une grande précision et la norme admet un écart de reproductibilité de 6 °C. En pratique, la notion de point d'écoulement est très insuffisante pour évaluer lesperformances d'une huile à froid, il vaut mieux définir et mesurer la viscosité au-delà de laquelle le pompage est impossible.

### II.6.2. Propriétés chimiques

- **Combustibilité, point d'éclair, point de feu** :
  - À partir d'une certaine température, les constituants volatils de l'huile peuvent brûler au contact d'une flamme : **c'est le point éclair**.
  - Si on chauffe davantage, il arrive un moment où la combustion devient permanente : **c'est le point de feu**

- **Température d'auto-inflammation** :C'est la température à partir de laquelle se produit une oxydation spontanée dans l'air (environ 400 °C). Cette température est nettement supérieure à celle du point d'éclair.
- **Détergence, dispersivité** :Cela concerne surtout les huiles pour moteurs. Il faut éliminer les résidus de combustion qui se condensent à basse température et les produits de la dégradation de l'huile à haute température. La détergence et la dispersivité constituent en fait un ensemble de propriétés physicochimiques particulièrement difficiles à évaluer.
- **Teneur en cendres** :On compare le résidu de la calcination de l'huile à la masse initiale. Pour une bonne huile minérale pure, on trouve en général une teneur en cendres variant de 0,001 à 0,05 %. Cette teneur peut être beaucoup plus élevée, et sa mesure devient alors compliquée, si l'huile contient des additifs organométalliques ou autres.  

Une teneur en cendres élevée pose des problèmes dans les moteurs thermiques modernes car les résidus de combustion de l'huile tendent à se déposer dans les filtres à particules.
- **Teneur en soufre** :l n'y a normalement plus de soufre libre dans les lubrifiants après le raffinage, mais on en trouve souvent à l'état combiné dans des composés tels les mercaptans. On ajoute parfois du « soufre actif » sous forme d'additifs améliorant les propriétés anti-soudure ou anti-grippage. Si l'huile se décompose, et selon que l'on se trouve en milieu réducteur ou oxydant, on peut assister à un dégagement toujours malvenu de sulfure d'hydrogène ou de dioxyde de soufre.
- **Teneur en eau** : L'eau est l'un des principaux ennemis des lubrifiants. Dans les environnements humides, lorsqu'un lubrifiant reçoit de l'eau directement ou par condensation de vapeur, ses performances sont en général fortement diminuées. La sensibilité à l'eau est très variable selon le produit utilisé, relativement faible pour les glycols, beaucoup plus élevée pour les oléfines. Une teneur en eau trop élevée est un sérieux signal d'alerte avant une prochaine défaillance du mécanisme concerné.

## II.7. Classification des huiles

Il existe principalement deux types de classification pour les huiles, qui sont différents mais également complémentaires.

- Classification selon la viscosité (fluidité).
- Classification selon le service (niveau de performance).

On va s'intéresser sur la classification selon la viscosité

### Grade ISO :

Depuis quelques années, l'ISO s'est imposé comme l'organisme le plus reconnu.

La norme ISO divise la gamme complète des huiles industrielles en 18 classes de viscosité exprimée en [cSt] à 40°C

Le tableau (Tab.2) de la page suivante donne la classification ISO VG (pour « ISO Viscosity Grade ») complète de toutes les huiles industrielles depuis les plus légères, les huiles de broche, jusqu'aux huiles les plus lourdes comme les huiles à cylindre.

Le chiffre ISOVG correspond approximativement à la viscosité médiane de chaque classe en [cSt] à 40°C. Par exemple, une huile ISOVG 40 possède une viscosité d'environ 40cSt à 40°C. Sa viscosité dynamique à 40°C vaut environ :

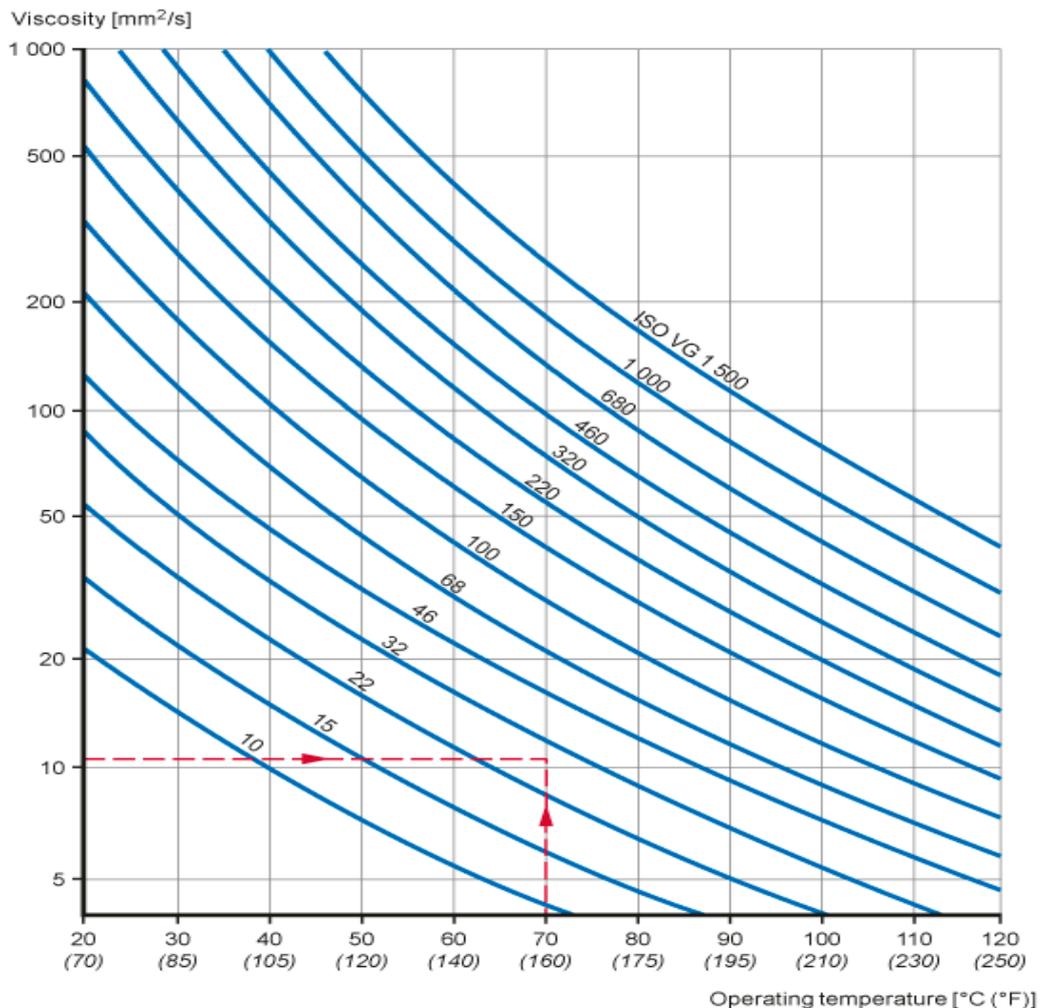
**Tableau II.2-**Classification de la viscosité selon ISO-3448. [8]

	Classe de viscosité ISO	Viscosité du centre à 40,0°C mm <sup>2</sup> /s (cSt)	Limites de la viscosité cinématique à 40,0°C mm <sup>2</sup> /s (cSt)	
			min.	max.
L'huile de broche	ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
	ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
	ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
	ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
	ISO VG 10	10	9,00	11,00
	ISO VG 15	15	13,5	16,5
L'huile de machine légère	ISO VG 22	22	19,8	24,2
	ISO VG 32	32	28,8	35,2
	ISO VG 46	46	41,4	50,6
L'huile de machine lourde	ISO VG 68	68	61,2	74,8
	ISO VG 100	100	90,0	110
	ISO VG 150	150	135	165
	ISO VG 220	220	198	242
	ISO VG 320	320	288	352
L'huile à cylindre	ISO VG 460	460	414	506
	ISO VG 680	680	612	748
	ISO VG 1000	1000	900	1100
	ISO VG 1500	1500	1350	1650

$$\mu = \nu \times \rho$$

$$\mu = 40 \times 10^{-3} \times 0,9 = 36. 10^{-3} \text{Pa. s}$$

La (Fig 3) donne la relation entre la viscosité de l'huile et la température de fonctionnement. De plus, elle permet de définir approximativement la viscosité de l'huile en tenant compte des conditions de fonctionnement.



**Figure II.3-**Diagramme température/viscosité  
Comparaison sur le graphique ASTM des huiles ISO. [8]

- **Grade SAE :**

Le second organisme le plus reconnu est la « Society of AutomotiveEngineers » (SAE). La SAE s'occupe exclusivement de classifier les huiles des moteurs à combustion interne et les huiles des boîtes d'engrenages pour les véhicules à moteur. Les tableaux (Tab.3et4) donnent la classification SAE pour les huiles à moteur et de transmission. [13]

**Tableau II.3-**Classification SAE des huiles motrices (1999). [9]

Classe de viscosité SAE	Viscosité maximale en mPa s pour une température de ... °C		Viscosité à 100°C en mm <sup>2</sup> /s		Viscosité à haute température (150°C) pour un taux de cisaillement de 10 <sup>6</sup> s <sup>-1</sup> en mPa s
	Mise en marche / Démarrage	Pompabilité	min.	max.	
W	6200 à -35	60'000 à -40	3,8		
5W	6600 à -30	60'000 à -35	3,8		
10W	7000 à -25	60'000 à -30	4,1		
15W	7000 à -20	60'000 à -25	5,6		
20W	9500 à -15	60'000 à -20	5,6		
25W	13000 à -10	60'000 à -15	9,3		
20			5,6	≤ à 9,3	2,6
30			9,3	≤ à 12,5	2,9
40			12,5	≤ à 16,3	2,9 (0W-40, 5W-40, 10W-40)
40			12,5	≤ à 16,3	3,7 (15W-40, 20W-40, 25W-40, 40)
50			16,3	≤ à 21,9	3,7
60			21,9	≤ à 26,1	3,7

**Tableau II.4-**Classification SAE des huiles à engrenages automobiles (2005). [9]

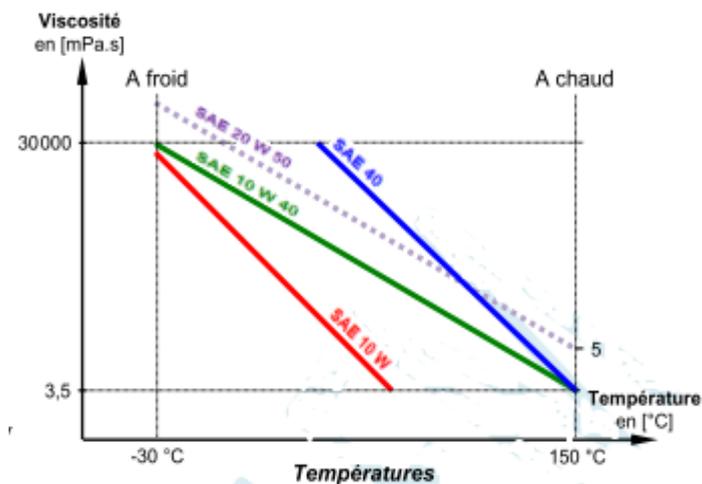
Classe de viscosité SAE	Température maximale pour une viscosité apparente de 150'000 mPa s à °C	Viscosité cinématique à 100°C en mm <sup>2</sup> /s	
		min. après 20 h de test de cisaillement	max.
70W	-55	4,1	--
75W	-40	4,1	--
80W	-26	7,0	--
85W	-12	11,0	--
80	--	7,0	< 11,0
85	--	11,0	< 13,5
90	--	13,5	< 24,0
110	--	18,5	< 24,0
140	--	24,0	< 41,0
190	--	32,5	< 41,0
250	--	41,0	--

Les huiles avec le suffixe W (Winter) sont utilisées à basse température. Ces huiles ne doivent pas excéder une certaine viscosité en [cSt] à une température minimale fixe, ni posséder une viscosité inférieure à une certaine valeur en [cSt] à 100° C.

Les huiles sans suffixe doivent avoir une viscosité en [cSt] à 100° C qui se situe dans une certaine plage.

De leur côté, les huiles multigrades doivent rencontrer des exigences à la fois à basse et à haute température.

La (fig. 4) présente, dans le diagramme ASTM, la variation de viscosité de trois huiles:



- Deux huiles monograde.  
SAE 10 W et SAE 40
- Une huile multigrade.  
SAE 10 W 40

**Figure II.4-** Variation viscosité/température sur abaque ASTM.[9]

## INTRODUCTION

Les paliers lisses sont fréquemment utilisés; les plus simples sont constitués d'un arbre cylindrique tournant à l'intérieur un alésage en présence de lubrifiant. Sur certains mécanismes, ils correspondent à la meilleure solution technologique existant actuellement. On les rencontre dans les moteurs thermiques, les compresseurs, les turbomachines, les alternateurs, les réducteurs, etc... La figure (III.1) présente différents coussinets de paliers circulaires.



**Figure III.1** : Coussinets (Doc. LE COUSSINET MODERNE)

Un palier lisse est constitué de deux éléments, l'arbre généralement en acier de rayon  $R_a$  et le coussinet en bronze ou en acier régulé de rayon intérieur  $R_c$  et de longueur  $L$ . Ainsi, un palier lisse peut être schématisé par deux cercles de rayons voisins et caractérisé par trois grandeurs : le jeu radial  $C = R_c - R_a$ , le rapport  $C/R$  (ou jeu relatif de l'ordre de  $10^{-3}$ ) et le rapport  $L/D$  de la longueur au diamètre du palier.

Le but de ce chapitre c'est de résoudre l'équation de Reynolds modifiée en régime dynamique et les équations du mouvement de l'arbre pour étudier l'analyse dynamique non linéaire de la ligne d'arbre supporter par des paliers lisses.

### III.1 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DU PALIER

Le fonctionnement du palier repose sur le débit du film. L'adhérence du fluide lubrifiant en film mince aux parois en mouvement crée le débit. Dans le cas de la lubrification hydrodynamique, la génération de la pression se fait par conservation du débit dans la

portance et le frottement. Dans le cas d'un palier hydrodynamique, la portance recherchée et le frottement sont une conséquence. Pour que le fluide soit une interface efficace, il faut que le champ de pression soit suffisant pour équilibrer la charge normale en fonction de l'aire du contact disponible, mais aussi que l'épaisseur minimale du film soit supérieure aux éventuels défauts géométriques des surfaces

La figure (III.2) présente les trois phases que l'on observe lors de la mise en route d'un palier sous charge. Les points  $O_a$  et  $O_c$  représentent respectivement les centres de l'arbre et du coussinet et  $W$  désigne la charge extérieure appliquée à l'arbre.

**Phase(a) :** À l'arrêt, (fig.III.2a), l'arbre et le coussinet sont en contact, la génératrice commune est opposée à la charge et la distance  $O_cO_a$  est égale au jeu radial  $C$ .

**Phase(b) :** Au démarrage (fig.III.2.b) l'arbre roule en glissant à l'intérieur du coussinet, le régime de lubrification est dit mixte, le lubrifiant est entraîné dans l'espace convergent formé par l'arbre et le coussinet.

**Phase(c) :** Dès que la vitesse de rotation devient suffisante (fig.III.2c), il y a création d'un champ de pression hydrodynamique qui s'oppose à la charge. Pour une vitesse de rotation stable, et une charge  $W$  constante, le centre de l'arbre  $O_a$  occupe une position fixe à l'intérieur du coussinet. Si le torseur des forces extérieures se réduit à une force unique  $W_r$  qui agit dans le plan de la section médiane du palier, les axes de l'arbre et de coussinet sont parallèles. Deux paramètres sont alors nécessaires pour positionner  $O_a$  par rapport à  $O_c$ . On utilise habituellement la distance  $O_cO_a$  appelée excentricité  $e$  et l'angle que fait la direction de la charge  $W_r$  avec la ligne des centres  $\overline{O_cO_a}$  appelé angle de calage  $\phi$

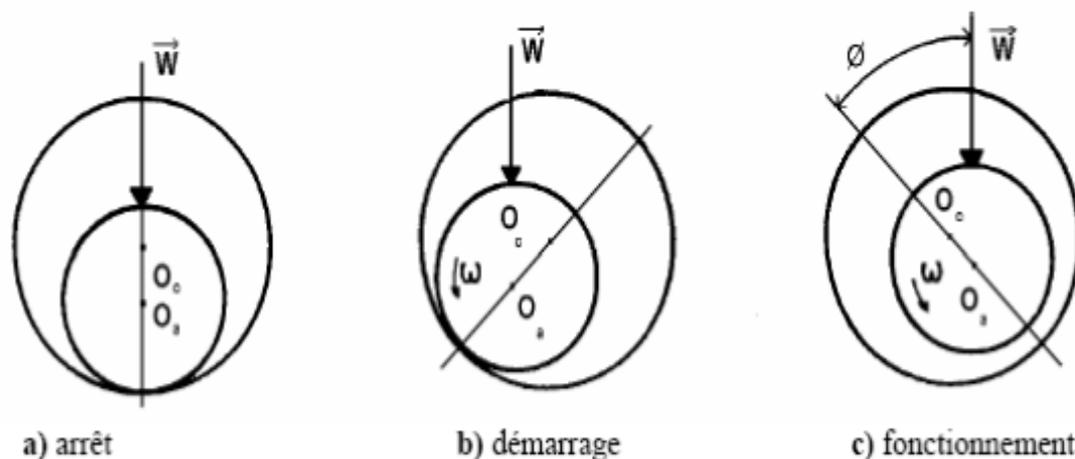


Figure III.2: Schématisation d'un palier lisse

### III.2 HYPOTHESES SUR PALIERS

Selon leurs diamètres les paliers lisses cylindriques sont divisés en trois types, les paliers infiniment courts, infiniment longs et les paliers de longueur finie. [10]

– **Palier court :**

Un palier est dit court lorsque le rapport ( $L/D$ ) de la longueur au diamètre du palier est faible, de  $L/D < 0,125$ .

Dans ce type de palier, on pose l'hypothèse d'un gradient de pression circonférentiel négligeable, ce qui simplifie considérablement les calculs.

– **Palier infiniment long :**

Lorsque le rapport  $L/D$  de la longueur au diamètre de palier est grand, on peut négliger le débit axial. L'écoulement est donc purement circonférentiel. En pratique, ce calcul s'applique aux paliers tels que  $L/D > 4$ .

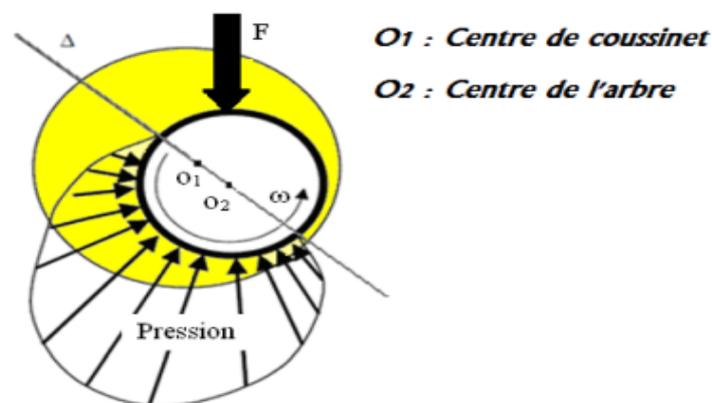
Dans ce type des paliers, on pose l'hypothèse d'un gradient de pression axial négligeable devant le gradient de pression circonférentiel.

– **Palier de longueur finie :**

Dans le cas où le rapport  $L/D$  est compris entre 0.125 et 4, le palier est considéré de longueur finie. Les deux types de palier précédent constituent les configurations extrêmes, l'infiniment long et l'infiniment court le palier de longueur finie donne une configuration réelle du palier. Les résultats obtenus par ce type de palier sont plus réels que ceux des deux types précédents, car dans ce type de palier on ne tient pas compte des hypothèses simplificatrices précédentes.

### III.3 LE PALIER HYDRODYNAMIQUE

Les paliers hydrodynamiques sont fréquemment utilisés ; les plus simples sont constitués d'un arbre cylindrique qui tourne à l'intérieur d'un alésage (Fig.III.3)



**Figure III.3**-Palier hydrodynamique avec champs de pression hydrodynamique

### III.3.1 Caractéristiques d'un palier

Un palier hydrodynamique est constitué de deux éléments, l'arbre généralement en acier de rayon  $R_a$  et le coussinet en bronze ou en acier régulé de rayon intérieur en acier  $R_c$  et de longueur  $L$  les caractéristiques de notre palier est indiquée par la (Fig.III.4)

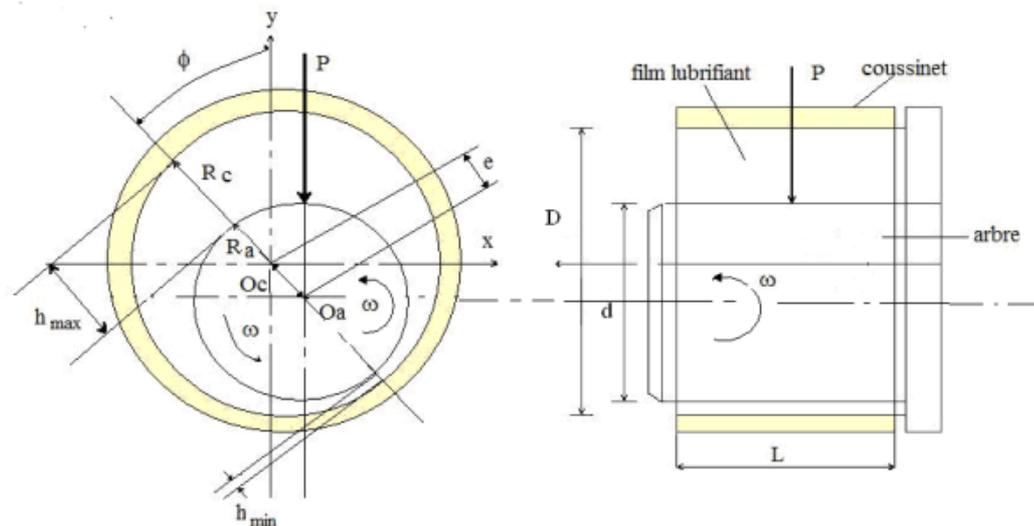


Figure. III.4-Caractéristiques de fonctionnement du palier hydrodynamique

### III.3.2 Projet de calcul d'un palier hydrodynamique

Les principaux paramètres qui interviennent dans la définition d'un palier cylindrique sont:

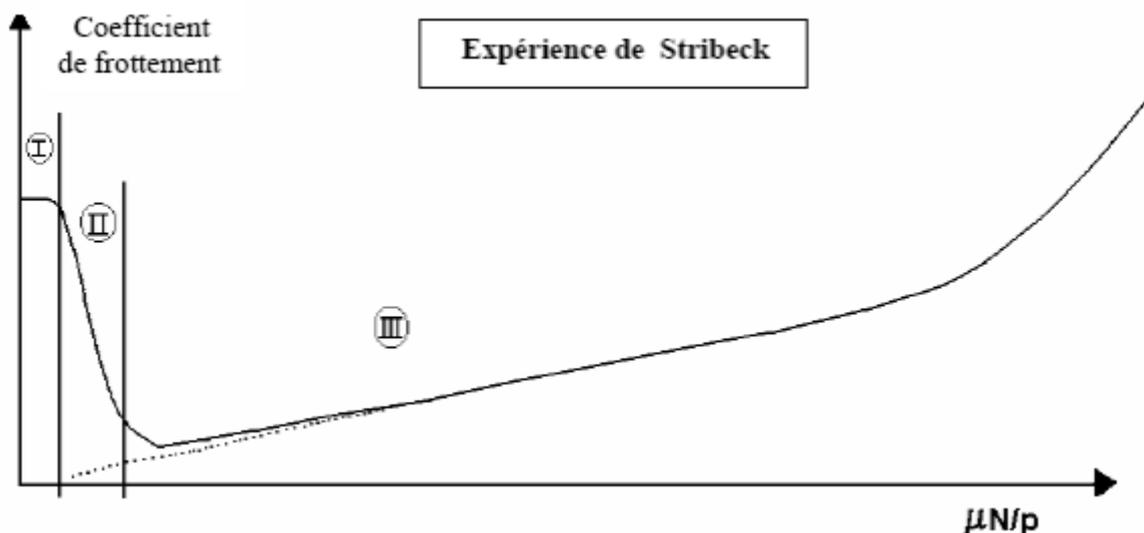
- les paramètres géométriques : Diamètre  $D$  et  $d$ , longueur  $L$ , jeu radial  $C$ .
- Les paramètres cinématiques: vitesse de rotation, charge  $P$ , angle de calage  $\theta$ ,  $\epsilon$  excentricité, l'épaisseur du film  $h$ .
- Les paramètres dynamiques: charge variable, mode de rotation (continu ou alternatif, vibration) (...etc.)
- Les paramètres caractéristiques de lubrifiant : viscosité dynamique, masse volumique, chaleur spécifique.

### III.4 DIFFÉRENTS RÉGIMES DE LUBRIFICATION :

Lubrification caractérise les conditions dans lesquelles l'arbre et le coussinet sont séparés par le lubrifiant. Leur spécificité repose sur l'existence d'un lubrifiant visqueux, en film complet ou non, et sur le mécanisme de génération de portance au sein du film fluide [8]. Selon la nature et les propriétés du lubrifiant. Les différents régimes de lubrification ont été présentés pour la première fois par Richard Stribeck en 1902.

La courbe de Stribeck (Fig.III.5) représente la variation du coefficient de frottement en fonction de  $\mu N/p$ , cette courbe prend la même allure quelque soit le type de contact lubrifié.

On distingue en général, trois zones correspondant chacune à un type de lubrification dont la nature dépend aussi de la pression régnant dans le contact.



**P** : Rapport de la charge appliquée sur le palier rapporté à la surface projetée

**$\mu$**  : Viscosité du film lubrifiant, **N** : Vitesse de rotation de l'arbre.

**Figure III.5** : courbe de Stribeck

#### ➤ Zone I : Régime de lubrification limite

Il concerne les surfaces se déplaçant à faible vitesse pour lesquelles un film d'huile visqueux continu ne peut se former en raison des trop fortes pressions de contact. Dans les véhicules, ce régime est prépondérant durant le démarrage ou l'arrêt des mécanismes et au cours de certaine phase transitoire de fonctionnement comme, par exemple, les contacts segment-piston-cylindre aux point morts.

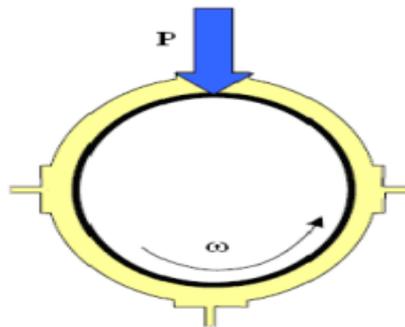
➤ **Zone II : Régime de lubrification mixte**

Souvent rencontré dans la pratique, il est intermédiaire entre le régime limite et les régimes de lubrifiant fluide:hydrodynamique ou élastohydrodynamique.il existe chaque fois qu'un film visqueux mince s'établit entre les surfaces dont l'épaisseur est insuffisante pour séparer totalement les aspérités les plus proéminentes; un certain nombre de contacts directs métal-métal se produisent alors, ce qui entraîne une augmentation du frottement, des températures de contact et de l'usure adhésive.

➤ **Zone III : Régime de lubrifiant fluide**

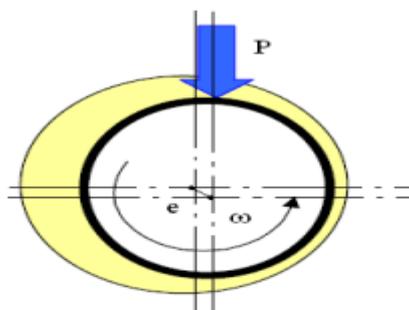
Ces régimes existent lorsque les surfaces sont complètement séparées par un film continu de lubrifiant. Selon la géométrie des deux surfaces en regard et selon l'amplitude des pressions exercées, on est en présence de l'un des trois régimes de lubrification fluide:

Le régime hydrostatique, pour lequel la séparation des surfaces est assurée par une très forte mise en pression extérieure du fluide gazeux ou liquide; ce régime n'existe pas dans l'automobile;



**Figure III.6-**Régime hydrostatique

Le régime hydrodynamique (HD) pour lequel la viscosité du lubrifiant constitue le paramètre essentiel jouant sur la formation d'un film d'huile épais (palier lisse, contacts segments/piston/cylindre entre points morts...)



**Figure III.7-** Caractéristique du Régime hydrodynamique

➤ Régime de frottement sec

Ce régime n'est utilisé que lorsqu'on recherche l'adhérence: freinage, embrayage, contact pneumatiques-sol, etc., ou dans la lubrification de petits mécanismes (ceinture de sécurité) pour lesquels on utilise des vernis antifricition de glissement.

Dans ce chapitre, nous nous limiterons au régime hydrodynamique établi et nous supposons que l'écoulement du fluide à travers le palier est isotherme, laminaire et permanent. Le processus de calcul des performances d'un palier peut être divisé en 4 parties:

- Écriture de l'équation donnant l'épaisseur du film lubrifiant,
- Écriture de l'équation de Reynolds correspondant au palier étudié,
- Définition des conditions aux limites sur la pression,
- Résolution des équations et calcul des performances.

### III.5 EQUATIONS DE BASE

#### III.5.1. EPAISSEUR DU FILM LUBRIFIANT

Considérons une section droite du palier (fig.III.8a). Un point M appartenant à la surface du coussinet sera repéré par la coordonnée angulaire  $\Theta = (\overrightarrow{O_c A}, \overrightarrow{O_c M})$ ; l'épaisseur de film d'huile est donnée par :

$$H = O_c M - O_c M' = R_c - O_c M' = R_a + C - O_c M' \quad \text{avec } C = R_a - R_c \quad (\text{III.1})$$

En appliquant la règle des sinus au triangle  $O_a M' O_c$  il vient :

$$1. \frac{O_a M'}{\sin(O_a O_c M')} = \frac{e}{\sin \alpha} = \frac{R_a}{\sin(M' O_a O_c)} = \frac{R_a}{\sin(\pi - \theta)} = \frac{R_a}{\sin \theta} \quad (\text{III.2})$$

D'où

$$\sin \alpha = \frac{e}{R_a} \sin \theta \text{ et } O_c M' = \frac{R_a}{\sin \theta} \sin(O_c O_a M') \quad (\text{III.3})$$

Or

$$(O_c O_a M') = \theta - \alpha = \theta - \arcsin\left(\frac{e}{R_a} \sin \theta\right) \quad (\text{III.4})$$

Donc

$$O_c M' = \frac{R_a}{\sin \theta} \left[ \theta - \arcsin\left(\frac{e}{R_a} \sin \theta\right) \right] \quad (\text{III.5})$$

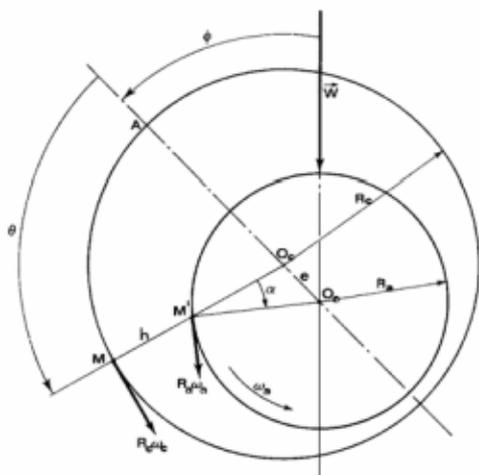


Figure III.8a-Section droite du palier

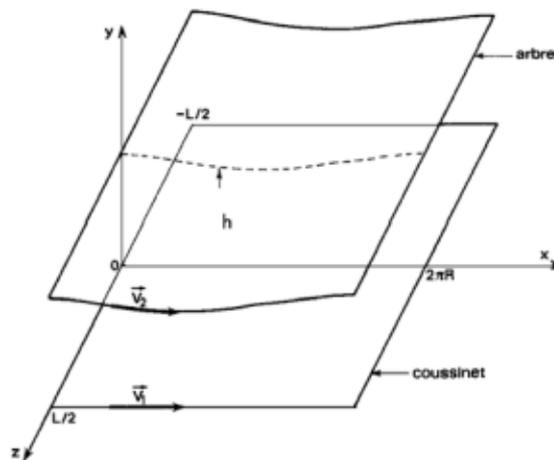


Figure III.8b- palier développé

En développant le sinus il vient :

$$O_c M' = R_a \sqrt{1 - \left(\frac{e}{R_a} \sin \theta\right)^2} = e \cos \theta \quad (III.6)$$

La quantité  $e/R_a < C/R$  est très petite devant l'unité (de l'ordre de  $10^{-3}$ ) on peut donc négliger le terme  $\left(\frac{e}{R_a} \sin \theta\right)^2$  devant 1.

L'épaisseur du film s'écrit alors comme suite :

$$h = C(1 + \varepsilon \cos \theta) \quad (III.7)$$

où l'excentricité relative :  $\varepsilon = e / C$  varie de 0 à 1. Il faut remarquer que cette relation n'est valable que si  $C/R \ll 1$

### III.5.2. EQUATIONS DE REYNOLDS

L'équation de Reynolds est donnée sous la forme :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu R \Omega \frac{dh}{dx} \quad (III.8)$$

On remplace  $x$  par  $R\theta$  l'équation (3) s'écrit :

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu \Omega \frac{dh}{d\theta} \quad (III.9)$$

L'épaisseur du film d'huile est donnée par :

$$h = C(1 + \varepsilon \cos\theta) = C + e \cos\theta \quad (\text{III.10})$$

En dérivant, on obtient

$$\frac{dh}{d\theta} = -e \sin\theta \quad (\text{III.11})$$

L'équation de Reynolds devient alors :

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\Omega(-e \sin\theta) \quad (\text{III.12})$$

### III.5.3. CONDITIONS AUX LIMITES

Pour calculer le champ de pression, il faut résoudre l'équation de Reynolds compte tenu des conditions aux limites sur la zone de pression. La zone est donnée selon les modèles de Reynolds

#### A) Modèle de Sommerfeld

Sommerfeld en 1904a supposé que le film lubrifiant est continu et qu'il n'y a pas de rupture du film. Dans ces conditions la distribution de pression est antisymétrique par rapport au point  $\theta=\pi$  et le lieu du centre de l'arbre dans le coussinet est une droite normale à la direction de charge.

Ces conditions aux limites ne sont valables que pour les paliers fonctionnant à de très faibles charges ou avec des pressions d'alimentation très élevées, sinon des pressions négatives apparaissent dans le film, ce qui est physiquement inacceptable pour le modèle de Sommerfeld.

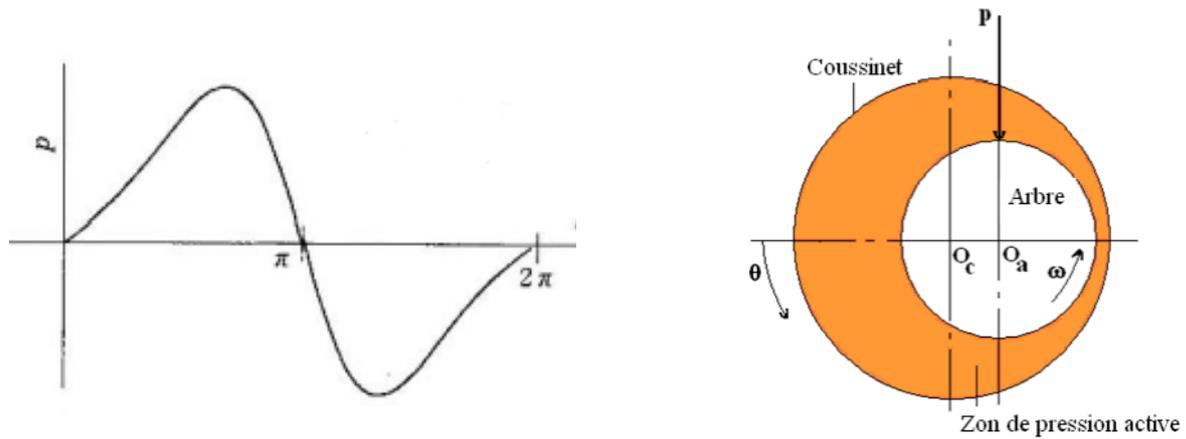


Figure III.9-Conditions aux limites de Sommerfeld

**B) Conditions de Gümbel**

Gümbel en 1921, à la suite des travaux de Sommerfeld, propose comme conditions aux limites :

$$\left\{ \begin{array}{l} p(\theta = 0, z) = 0 \\ p(\theta = \pi, z) = 0 \\ p(\theta, z) = 0 \quad \text{Si} \quad \pi < \theta < 2\pi \end{array} \right\} \text{(III.13)}$$

Cela revient à négliger, dans la solution de Sommerfeld les pressions négatives. Ces conditions impliquent une discontinuité dans l'écoulement au point  $\theta = \pi$ , elles ne sont pas acceptables physiquement mais sont utilisées dans le cas de l'approximation du palier court.

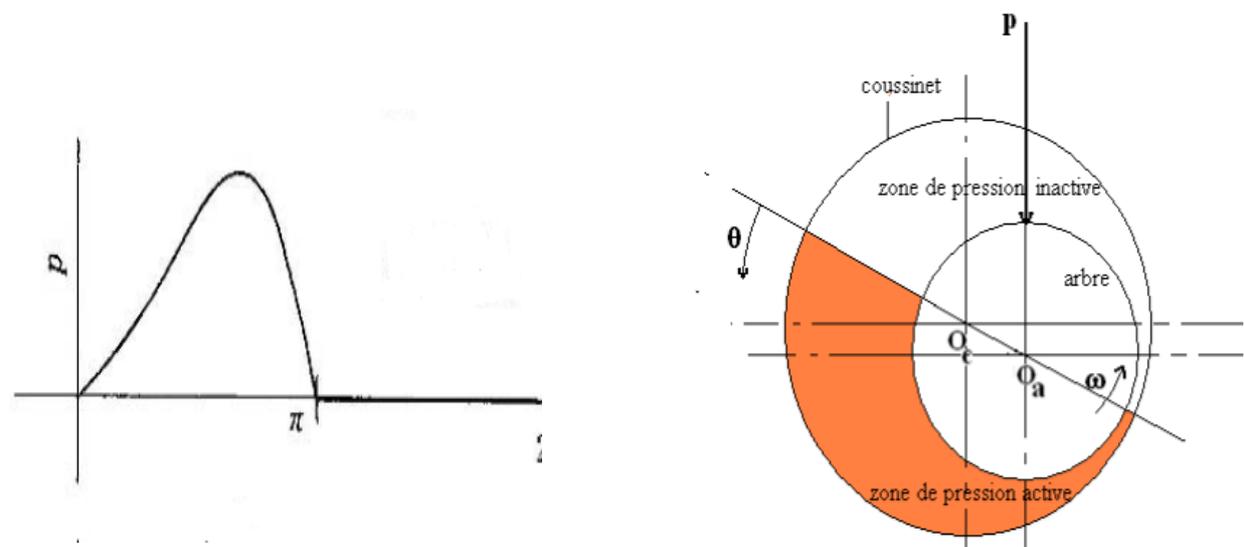


Figure III.10- Conditions aux limites de Gumbel

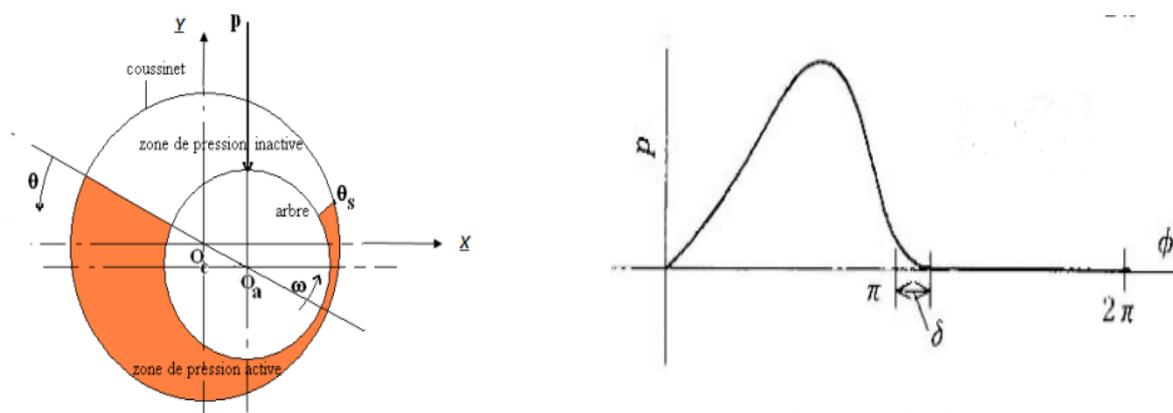
C) Conditions aux limites de Reynolds

Ces conditions proposées indépendamment par Swift en 1932 [12] et par Steiber en 1933 respectent la continuité du débit et supposent que pour une abscisse  $\Theta_s$  inconnue, la pression et le gradient de pression s'annulent:

$$\left\{ \begin{array}{l} P(\theta = 0, Z) = 0 \\ P(\theta = \theta_s, Z) = 0 \\ \frac{\partial p}{\partial \theta}(\theta = \theta_s, Z) = \frac{\partial p}{\partial z}(\theta = \theta_s, Z) = 0 \\ P(\theta, Z) = 0 \quad \text{si } \theta_s < \theta < 2\pi \end{array} \right\} \text{(III.14)}$$

On distingue ainsi deux régions dans le palier : une région active où la pression est positive et le film complet, pour des valeurs de  $\Theta$  comprises entre 0 et  $\Theta_s$  et une région inactive à pression nulle et dans laquelle en régime dynamique, peut apparaitre de la cavitation, pour  $\Theta_s < \Theta < 2\pi$  Ces conditions sont celles qui donnent les solutions les plus exactes ; elles

ont été vérifiées dans de



nombreuses études.

Figure III.11 -Conditions aux limites de Reynolds

### III.6 ETUDE DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE NON LINÉAIRE D'UN PALIER LISSE

Lorsque la charge extérieure qui agit sur l'arbre n'est pas constante en direction et module, le centre de l'arbre décrit une trajectoire à l'intérieur du coussinet. La détermination de cette trajectoire nécessite la résolution des équations de la dynamique, donc la connaissance de l'action hydrodynamique dans le film. La difficulté réside dans le fait que la force hydrodynamique dépend de la position inconnue de l'arbre dans le coussinet et des vitesses des surfaces qui tiennent compte de la vitesse inconnue du centre de l'arbre dans le cas des paliers de ligne d'arbre, la force extérieure est le poids du rotor à laquelle viennent se superposer des forces dynamiques d'amplitudes plus au moins importantes. Donc Ces forces sont des fonctions non linéaires de la position et de la vitesse du centre de l'arbre.[13]

Pour cette étude, nous avons utilisé un modèle d'arbre simplifié de masse  $2M$  en supposant celui-ci indéformable et supporté symétriquement dans deux paliers identiques

À chaque palier est attribuée une masse  $M$  du rotor, les types de charges agissant sur l'arbre sont :

- Charge statique représentée par le poids du rotor affecté au palier  $\vec{W}_0 = M\vec{g}$ ;
- Charge dynamique représentée par la force due au Balourd  $W_b(t)$  (excitation dynamique synchrone) caractérisée par l'excentricité  $e_b$  dont le module est :

$$\vec{W} = M\omega^2\vec{e}_b \quad (\text{III.15})$$

- L'action du fluide sur l'arbre représentée par les composantes de la portance hydrodynamique  $F_x$  et  $F_y$ .
- Forces d'inertie  $M\ddot{x}$  et  $M\ddot{y}$

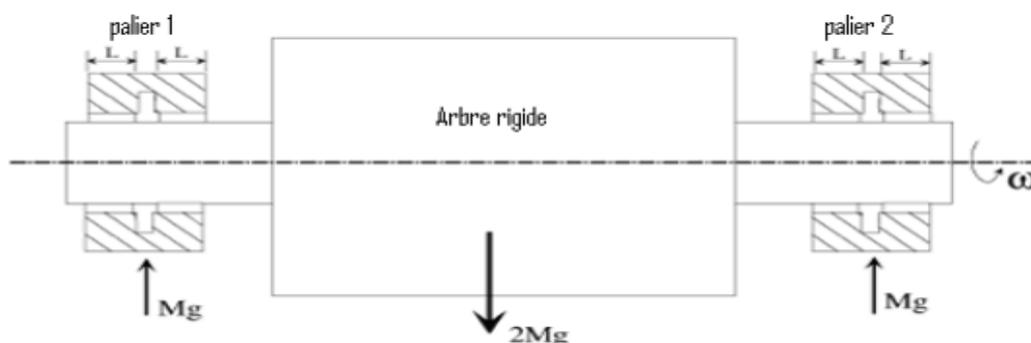


Figure III.12-Schéma du système rotor – palier lisse pour l'analyse dynamique non linéaire

### III.6.1. Mise en équations du problème dynamique non linéaire :

Dans le deuxième chapitre, nous avons montré qu'en régime dynamique pour un fluide incompressible et isovisqueux l'équation de Reynolds normalisée s'écrit :

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\Omega(-e \sin \theta)$$

Avec  $h = C(1 + \varepsilon \cos \theta) = C + e \cos \theta$

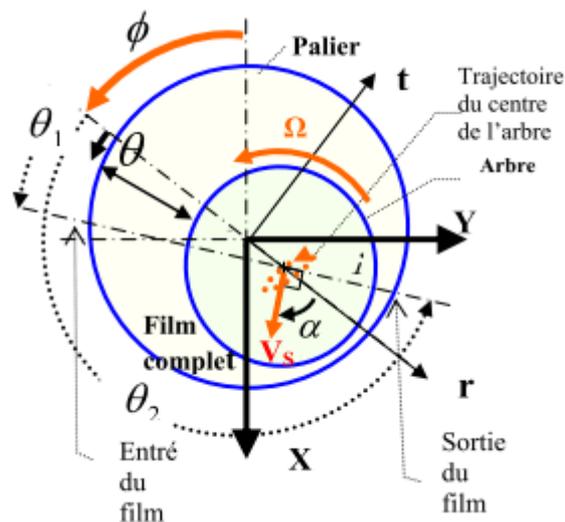


Figure III.13-Schéma cinématique du palier cylindrique

### III.6.2. Résolution de l'équation de Reynolds

- **Mode de palier court :**

La théorie du palier court suppose la longueur de l'écoulement  $L$  très faible devant le diamètre du palier  $D$  ( $L/D \ll 1$ ). En pratique, cette hypothèse est encore utilisée pour des paliers ayant des rapports  $L/D$  de l'ordre de  $\frac{1}{2}$ . La théorie du palier court permet d'obtenir une

forme analytique des efforts du film sur l'arbre. Le gradient de pression circonférentiel  $\frac{\partial p}{\partial \theta}$

peut être négligé devant le gradient de pression axial  $\frac{\partial p}{\partial z}$

D'où l'équation de Reynolds se réduit à :

$$\frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\Omega(-e\sin\theta) \quad (\text{III.16})$$

- **Mode palier infiniment long :**

Lorsque le rapport L/D de la longueur au diamètre de palier est grand, on peut négliger le débit axial. L'écoulement est donc purement circonférentiel. En pratique, ce calcul s'applique aux paliers tels que L/D > 4.

Dans ce type des paliers, on pose l'hypothèse d'un gradient de pression axial négligeable devant le gradient de pression circonférentiel ( $\partial p / \partial z = 0$ )

Dans ce cas l'équation de Reynolds devient :

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\Omega(-e\sin\theta) \quad (\text{III.17})$$

On va se concentrer sur le palier court

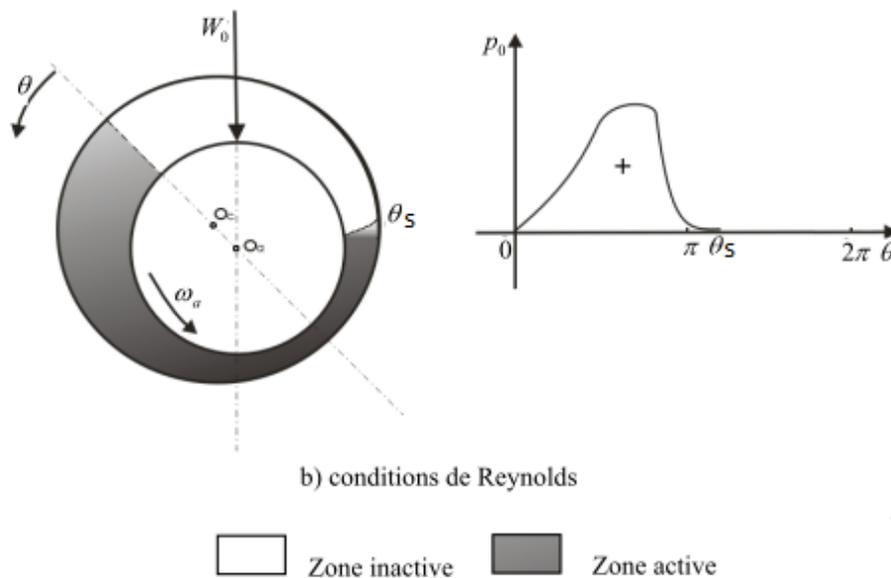
- **Conditions frontière de Reynolds :**

Ces conditions respectent la continuité du débit et la rupture du film. Elles supposent que pour une abscisse inconnue  $\theta_s$ , la pression et le gradient de pression s'annule.

$$\left\{ \begin{array}{l} P(\theta = 0, Z) = 0 \\ P(\theta = \theta_s, Z) = 0 \\ \frac{\partial p}{\partial \theta}(\theta = \theta_s, Z) = \frac{\partial p}{\partial z}(\theta = \theta_s, Z) = 0 \\ P(\theta, Z) = 0 \quad \text{si } \theta_s < \theta < 2\pi \end{array} \right\}$$

Cependant, ces conditions ne satisfont pas à la reformation du film, et leur utilisation nécessite la détermination d'une inconnue supplémentaire  $\theta_s$  qui est l'angle de cavitation. Ainsi,  $\theta = \theta_s$  délimite une frontière inconnue entre les zones actives et inactives du film lubrifiant

La zone active se caractérise par une pression positive dans le film ; dans la zone inactive, l'écoulement est en fait un mélange d'air et de lubrifiant et la pression dans cette région est voisine de la pression de vapeur saturante du fluide, pression très proche de la pression atmosphérique.[14]



**Figure III.14-** Conditions aux limites liées à l'écoulement du lubrifiant.

- **Conditions aux limites sur la pression dynamique :**

Les conditions aux limites sur la pression dynamique sont :

- aux extrémités du palier

$$p\left(\theta, z = -\frac{L}{2}\right) = p\left(\theta, z = +\frac{L}{2}\right) = 0 \quad (III.18)$$

L'intégration de l'équation (III.1) et l'application des conditions au frontières latérales

mènent aux champs de pression suivant :

$$p(\theta, z, t) = \frac{6\mu \left[ \dot{\epsilon} \cos\theta + e \left( \dot{\phi} - \frac{\dot{\Omega}}{2} \right) \right]}{c^3 H^3} \left\{ z^2 - \left( \frac{L}{2} \right)^2 \right\} \quad (III.19)$$

Avec :  $H = \frac{h}{c} = 1 + \epsilon \cos\theta$

H : épaisseur adimensionnelle du film

$\varepsilon = e/C$  Rapport d'excentricité de l'arbre avec  $[0 \leq \varepsilon \leq 1]$

$\varepsilon = 0$  Arbre centré par rapport au coussinet (absence typique de charge supportée)

$\varepsilon = 1$  Contact solide entre l'arbre et le coussinet.

Notons que le champ de pression fourni par l'équation est parabolique dans la

Direction axiale et symétrique par rapport au plan médian du coussinet  $z=0$ .

La pression hydrodynamique est ainsi maximale dans ce plan et est égale a

$$p_{max}(\theta, z, t) = p_a - \frac{6\mu[\cos\theta e + (\phi - \frac{\dot{\theta}}{2})]L^2}{4C^3 H^3} \quad (III.19)$$

### III.6.3. Forces de réaction du film fluide (force hydrodynamique)

Les forces de réaction du film fluide sur l'arbre sont évaluées par intégration du champ de pression exercé sur la surface l'arbre. Les forces radiale et tangentielle ( $F_r$ ,  $F_t$ ) sont tirées de

$$\begin{matrix} F_r \\ F_t \end{matrix} = 2 \int_0^{L/2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p(\theta, z, t) \begin{bmatrix} \cos\theta \\ \sin\theta \end{bmatrix} R \, d\theta \, dz \quad (III.20)$$

Où :

$$\theta_1 = \frac{\pi}{2} - \alpha, \quad \theta_2 = \frac{3\pi}{2} - \alpha$$

En considérant que  $p_{ac} = 0$  dans l'équation de pression et dans l'expression du dessus, on obtient

$$\begin{bmatrix} F_r \\ F_t \end{bmatrix} = \frac{12\mu V_s R^{\theta_2}}{C^3} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{\cos(\theta + \alpha)}{H^3} \begin{bmatrix} \cos\theta \\ \sin\theta \end{bmatrix} d\theta \int_0^{L/2} (z^2 - \frac{L^2}{4}) dz \quad (III.21)$$

$$\begin{bmatrix} F_r \\ F_t \end{bmatrix} = \frac{\mu V_s R L^3}{C^3} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{\cos(\theta + \alpha)}{H^3} \begin{bmatrix} \cos\theta \\ \sin\theta \end{bmatrix} d\theta \quad (III.22)$$

Considère les intégrales suivantes

$$J_i^{jk} = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{\sin^k(\theta) \cos^j(\theta)}{H^i} d\theta \quad (III.23)$$

Et introduit des formulations analytiques récursives pour leur évaluation.

Utilisant la définition posée ci-dessus, les forces de réaction du film s'écrivent

$$\begin{bmatrix} F_r \\ F_t \end{bmatrix} = \frac{\mu V_s R L^3}{c^3} \begin{bmatrix} J_3^{02} & J_3^{11} \\ J_3^{11} & J_3^{20} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \cos \alpha \\ \sin \alpha \end{pmatrix} \quad (\text{III.24})$$

Et en terme de composants de vitesse d'arbre :

$$\begin{bmatrix} F_r \\ F_t \end{bmatrix} = \frac{\mu R L^3}{c^3} \begin{bmatrix} J_3^{02} & J_3^{11} \\ J_3^{11} & J_3^{20} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \dot{e} \\ e(\dot{\phi} - \frac{\Omega}{2}) \end{pmatrix} \quad (\text{III.25})$$

Notons que les forces de réaction du film sont proportionnelles avec les vitesses de translation du centre de l'arbre bien que de la vitesse de translation de l'arbre  $\Omega$ .

La transformation linéaire entre les systèmes d'axe (r,t) et (X ,Y ) permet la détermination des composantes des forces de réaction du film ( $F_x, F_y$ )

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta \\ \sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \begin{pmatrix} F_r \\ F_t \end{pmatrix} \quad (\text{III.26})$$

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \end{pmatrix} = -\frac{\mu R L^3}{c^3} \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta \\ \sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} J_3^{02} & J_3^{11} \\ J_3^{11} & J_3^{20} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \dot{e} \\ e(\dot{\phi} - \frac{\Omega}{2}) \end{pmatrix} \quad (\text{III.27})$$

#### III.6.4. Équations de mouvement de l'arbre

L'application du principe fondamental de la dynamique au mouvement de l'arbre permet d'écrire :

$$M \vec{g} + \vec{F}(t) + \vec{W}(T) = M \Gamma \quad (\text{III.28})$$

La projection de l'équation (1) sur les axes  $\overrightarrow{O_c x}$  et  $\overrightarrow{O_c y}$  il vient

$$\begin{cases} \ddot{x} = g + F_x(x, y, \dot{x}, \dot{y})/M + e_b \omega^2 \cos(\omega t) \\ \ddot{y} = F_y(x, y, \dot{x}, \dot{y})/M + e_b \omega^2 \sin(\omega t) \end{cases} \quad (\text{III.29})$$

## Introduction

Le but de ce chapitre est de déterminer numériquement la variation de la pression et la trajectoire du centre de l'arbre dans un palier hydrodynamique.

Pour atteindre cet objectif, on a modifié le code de calcul développé par « **Ping Huang** »[22], et nous avons remplacé les caractéristiques et conditions de fonctionnement du palier par celles de la centrale de Cap Djinet reportées dans le tableau IV.1.

Les calculs sont effectués pour un intervalle de vitesses variant de 2800 à 3500 tr/min et pour une somme d'excentricité de 0.2, 0.4, 0.5 et 0.7.

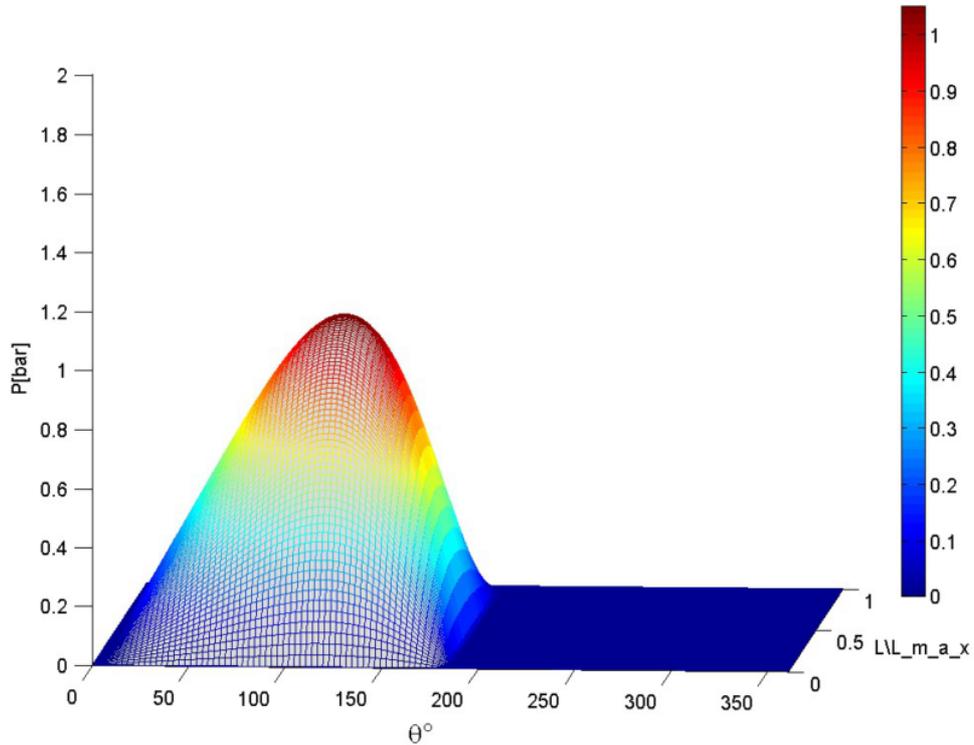
D'autre parts l'objectif de cette étude est de voir l'influence de vitesse de rotation de l'arbre, l'excentricité sur la pression maximale de lubrification et la trajectoire de centre de l'arbre.

**Tab.IV.1.**Caractéristiques géométriques et conditions de fonctionnement

Caractéristiques	Symbole	valeur	Unité
<b>Caractéristiques géométriques</b>			
Longueur du palier complet	2L	0.65	m
Longueur du demi-palier	L	0.325	m
Diamètre de l'arbre	DD	0.470200	m
Diamètre de coussinet	D	0.472	m
Largeur de coussinet	B	0.4	m
Jeu radial du palier	C	1.8	mm
<b>Conditions de fonctionnement</b>			
Masse de corps complet	m		Kg
Charge appliqué	m g	138039	N
Vitesse de rotation	w	2800,.....3500	tr/min
<b>Propriétés physiques du lubrifiant</b>			
Masse volumique	$\rho$		Kg/m <sup>3</sup>
Viscosité dynamique	$\mu$	$50 \times 10^{-3}$	Pa.s

**IV.1. Répartition de la pression en fonction de la vitesse et d'excentricité :**

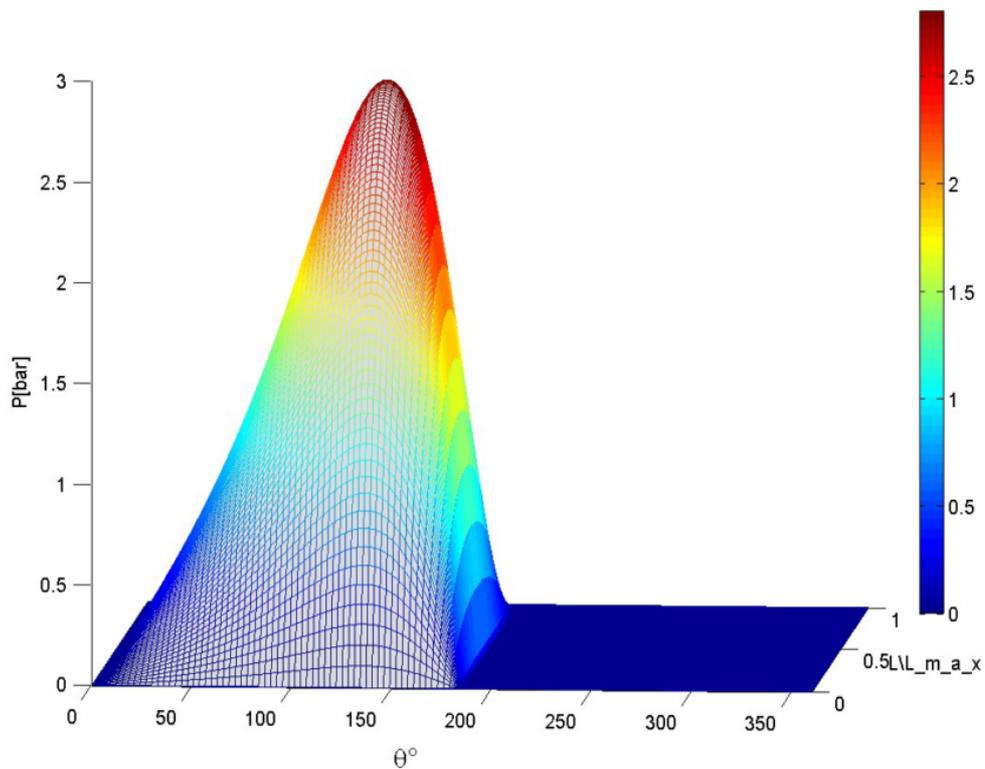
les diagrammes suivants illustrent la variation de la pression P par rapport à l'angle  $\theta$ , et ce



faisant varier la vitesse de rotation  $w$  (tr/min) et l'excentricité  $\epsilon$

**Figure IV.1.** Diagramme de variation de la pression pour  $w_1=2800$ tr/min,  $\epsilon=0.2$

**Figure IV2.** Diagramme de variation de la pression pour  $w_1=2800$  tr/min,  $\epsilon=0.4$



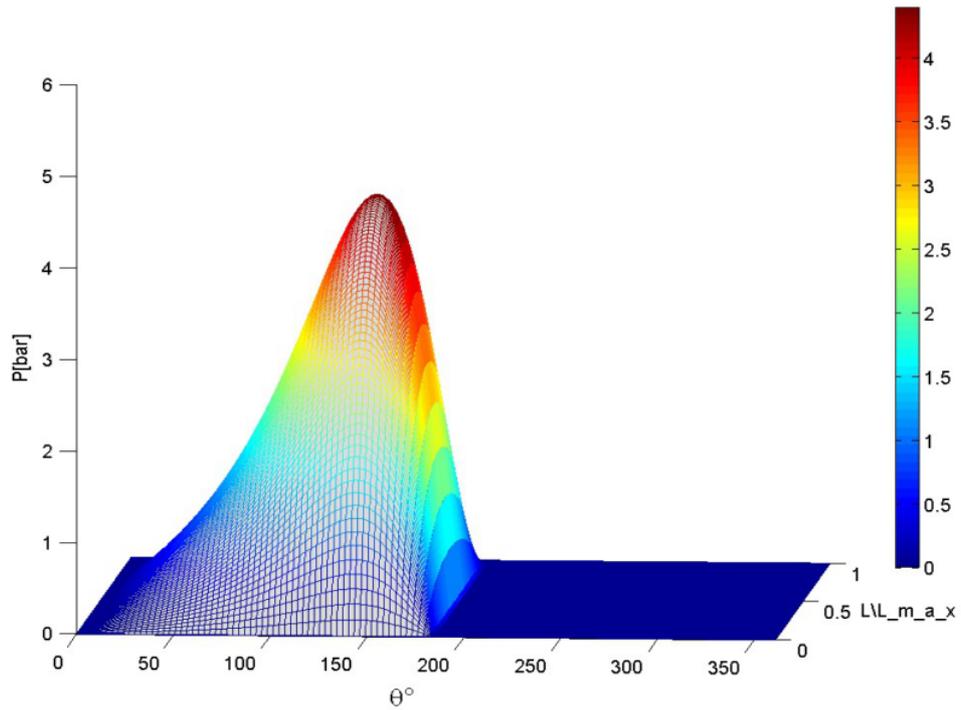


Figure IV3. Diagramme de variation de la pression pour  $w_1=2800$  tr/min,  $\epsilon=0.5$

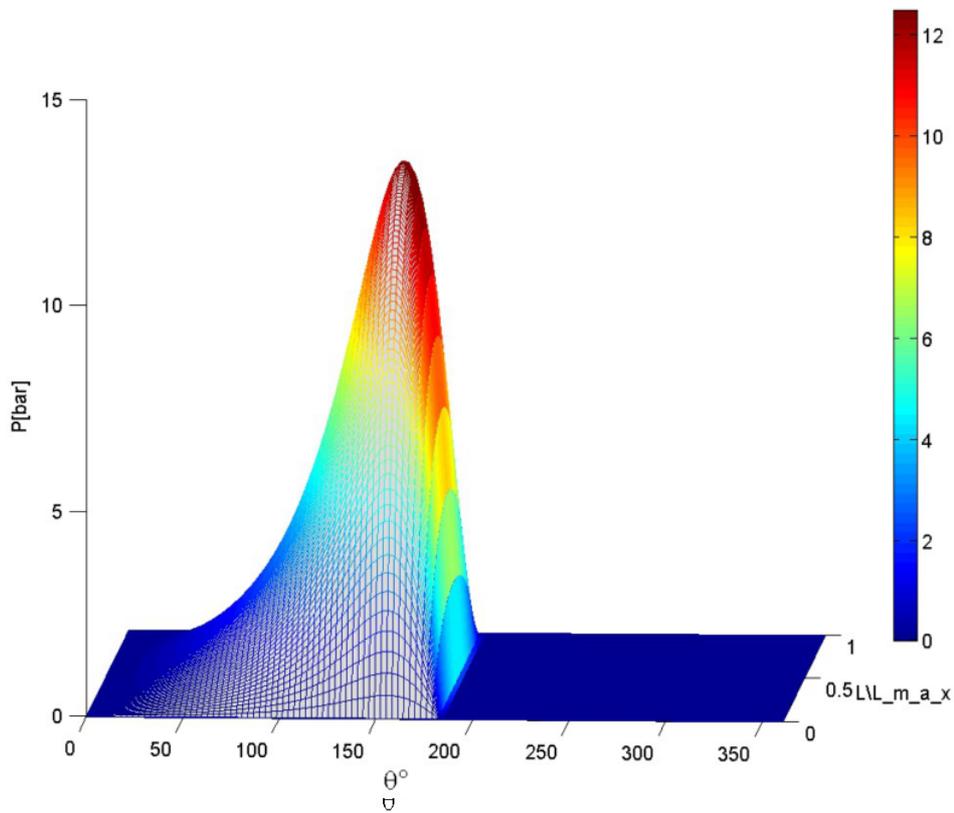
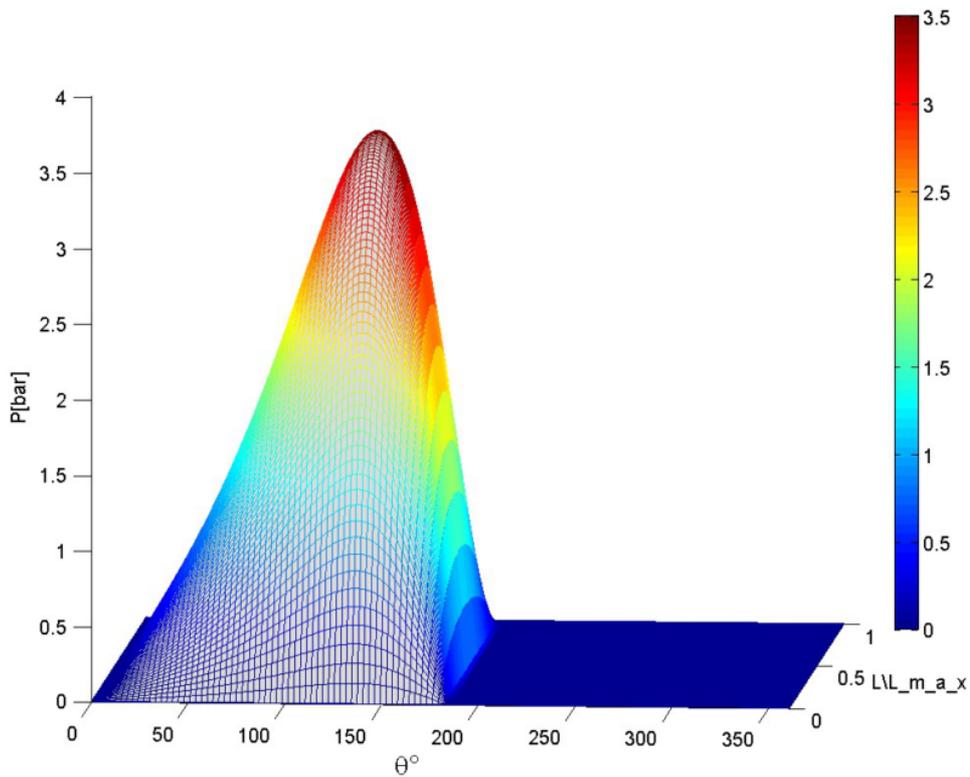
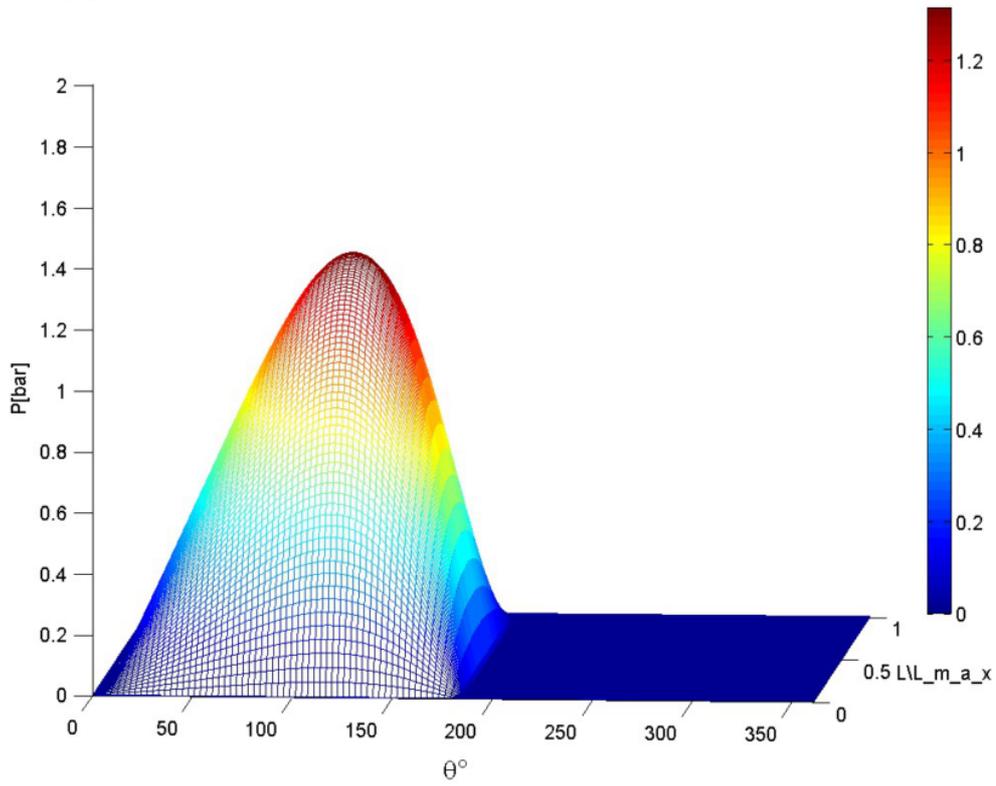


Figure IV4. Diagramme de variation de la pression pour  $w_1=2800$  tr/min,  $\epsilon=0.7$



**Figure IV5.**Diagramme de variation de la pression pour  $w_2=3000$  tr/min,  $\epsilon=0,2$

**Figure IV6.**Diagramme de variation de la pression pour  $w_2=3000$  tr/min,  $\epsilon=0,4$

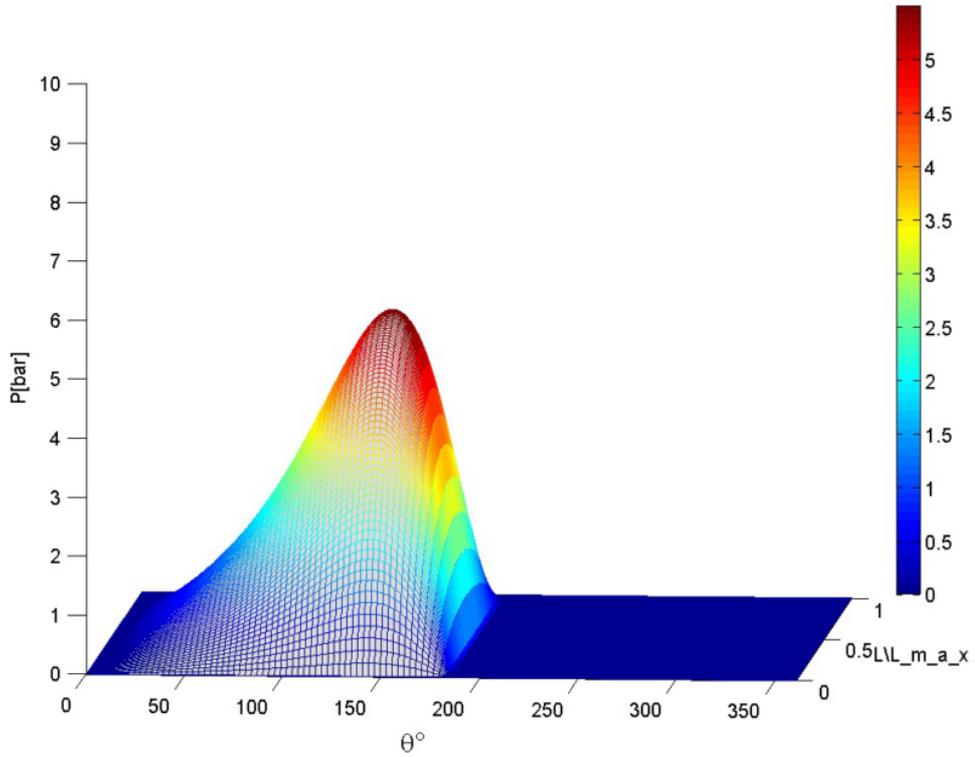


Figure IV7. Diagramme de variation de la pression pour  $w_2=3000$  tr/min,  $\epsilon=0,5$

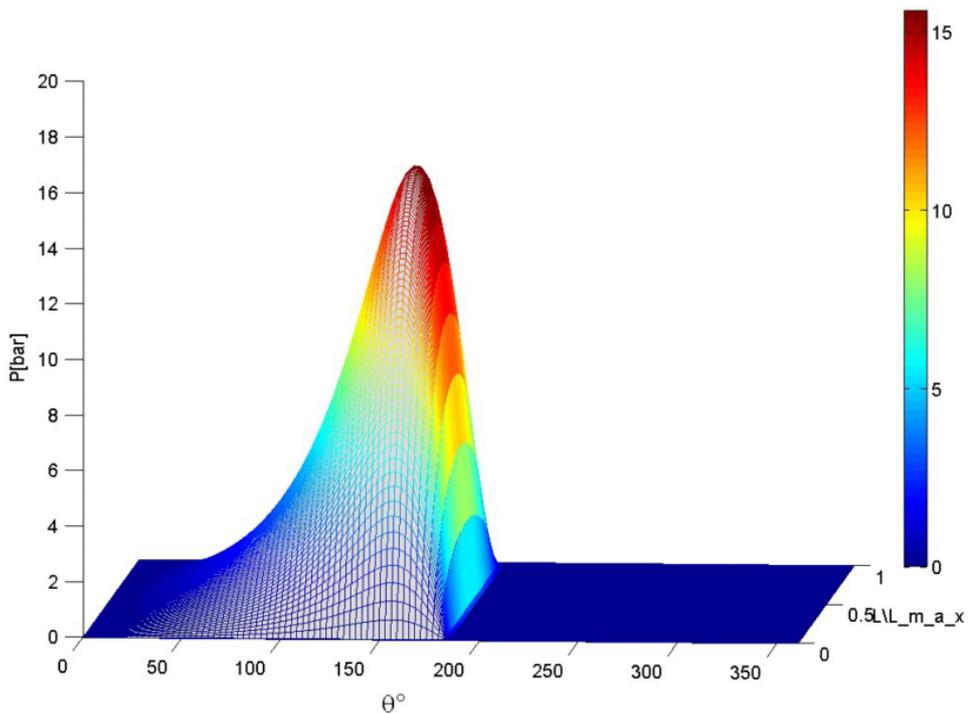


Figure IV8. Diagramme de variation de la pression pour  $w_2=3000$  tr/min,  $\epsilon=0,7$

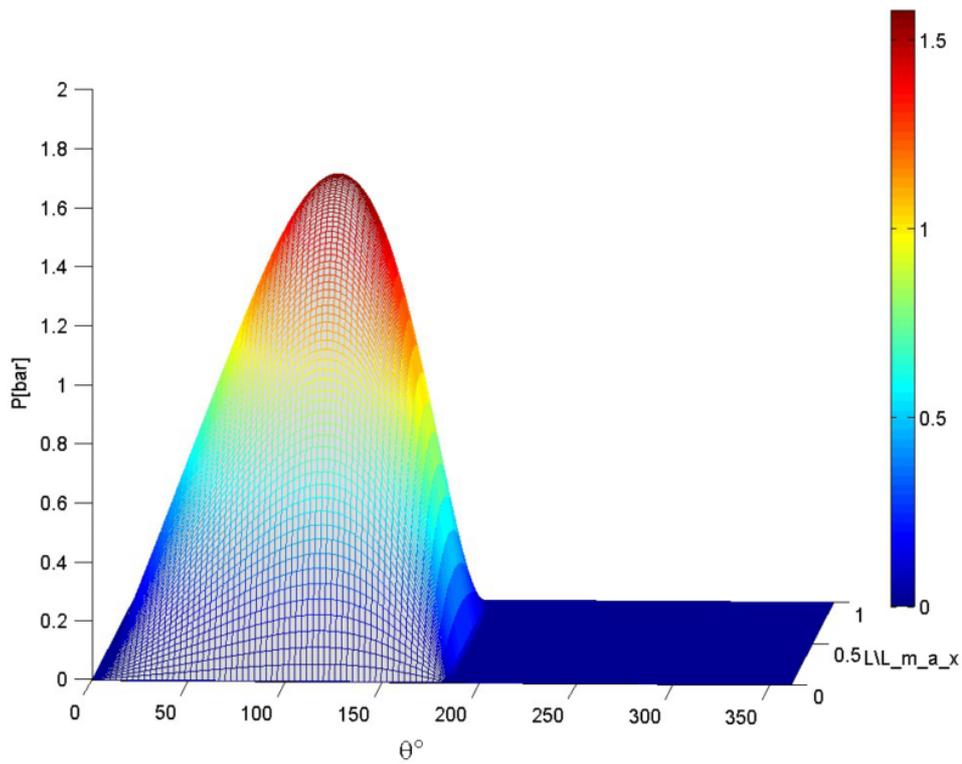


Figure IV9. Diagramme de variation de la pression pour  $w_3=3200$  tr/min,  $\epsilon=0,2$

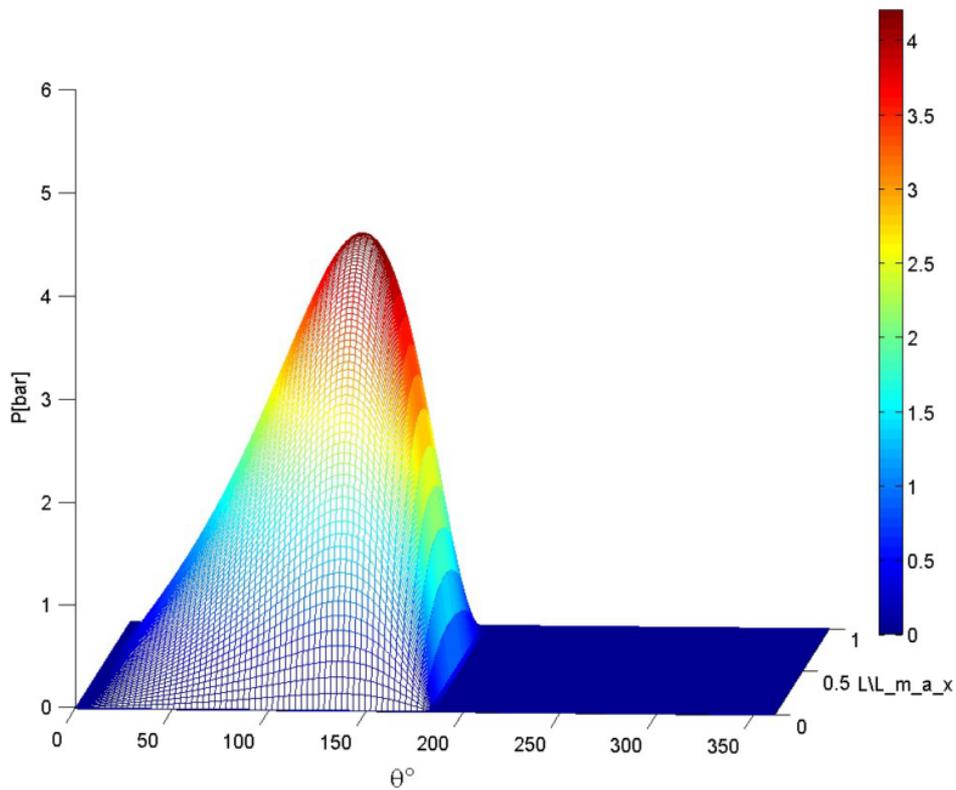


Figure IV10. Diagramme de variation de la pression pour  $w_3=3200$  tr/min,  $\epsilon=0,4$

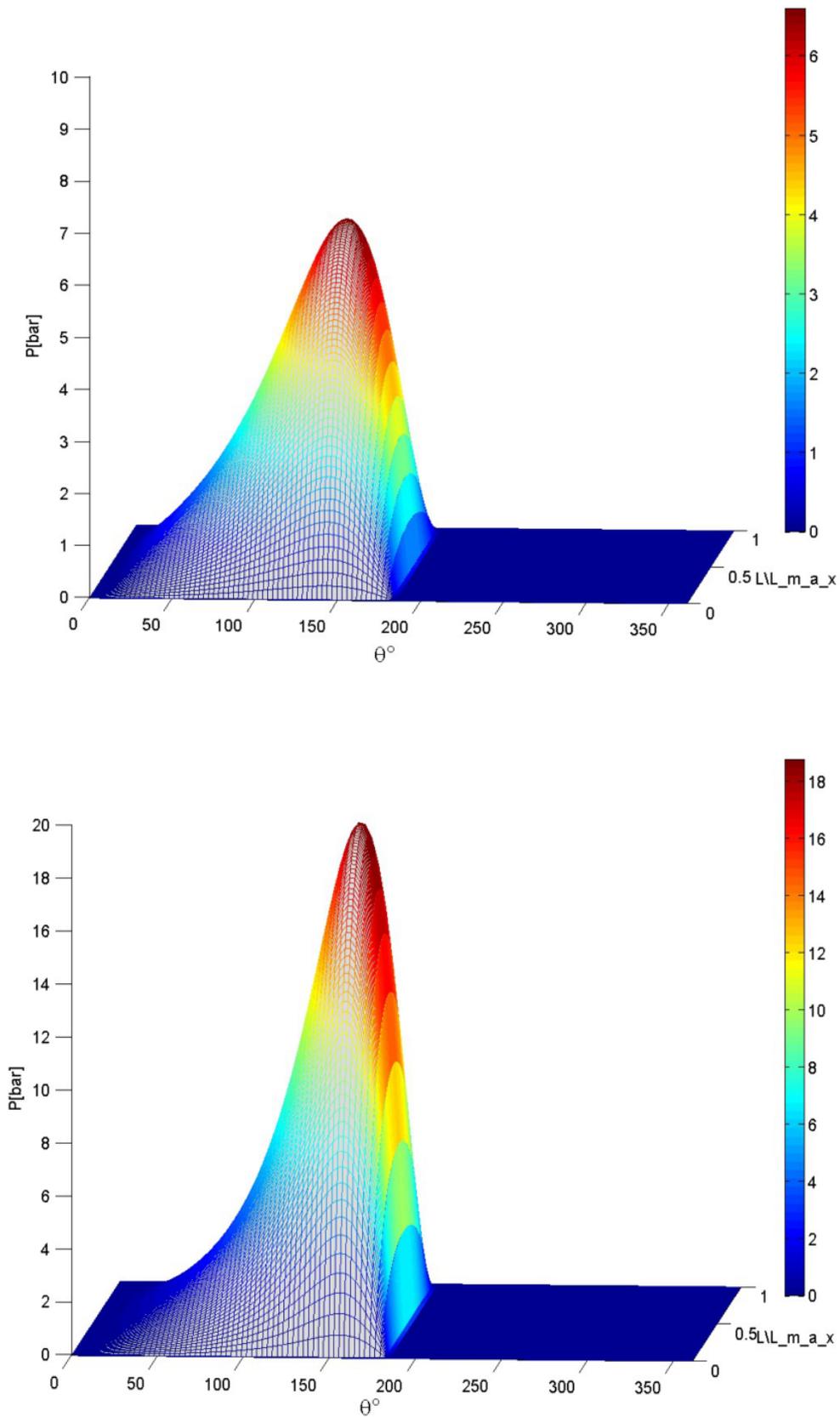


Figure IV11. Diagramme de variation de la pression pour  $w_3=3200$  tr/min,  $\epsilon=0,5$

**Figure IV12.**Diagramme de variation de la pression pour  $w_3=3200$  tr/min,  $\varepsilon=0,7$

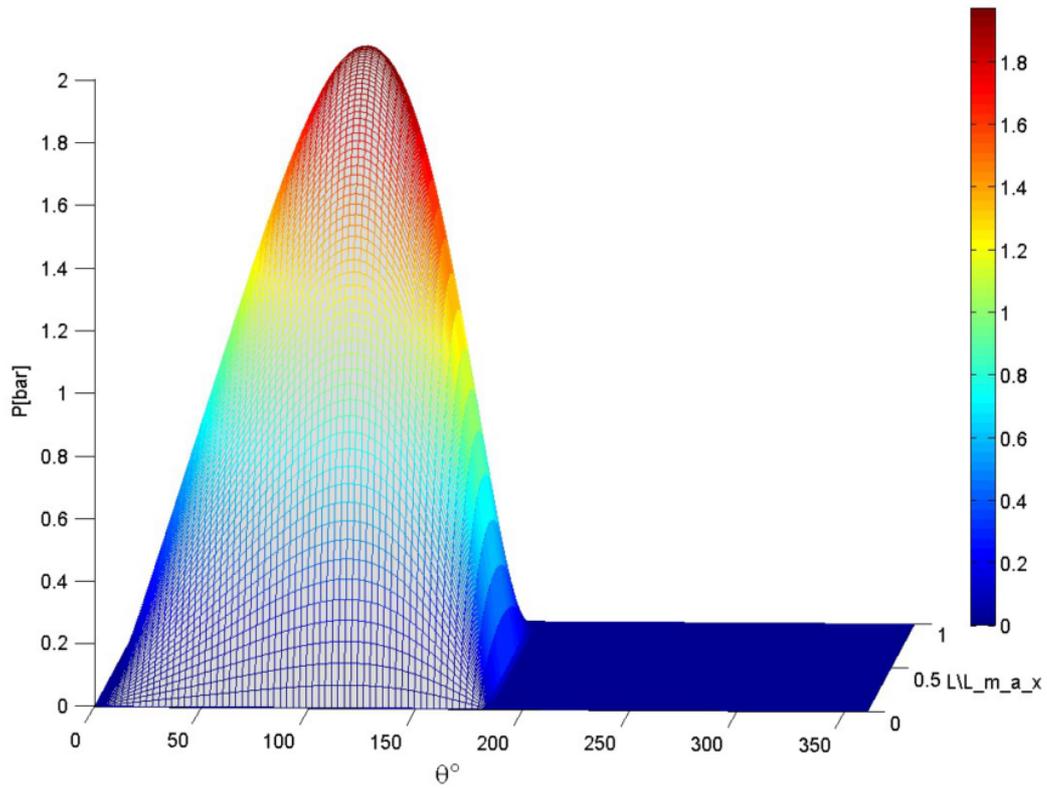


Figure IV13. Diagramme de variation de la pression pour  $w_4=3500$  tr/min,  $\epsilon=0,2$

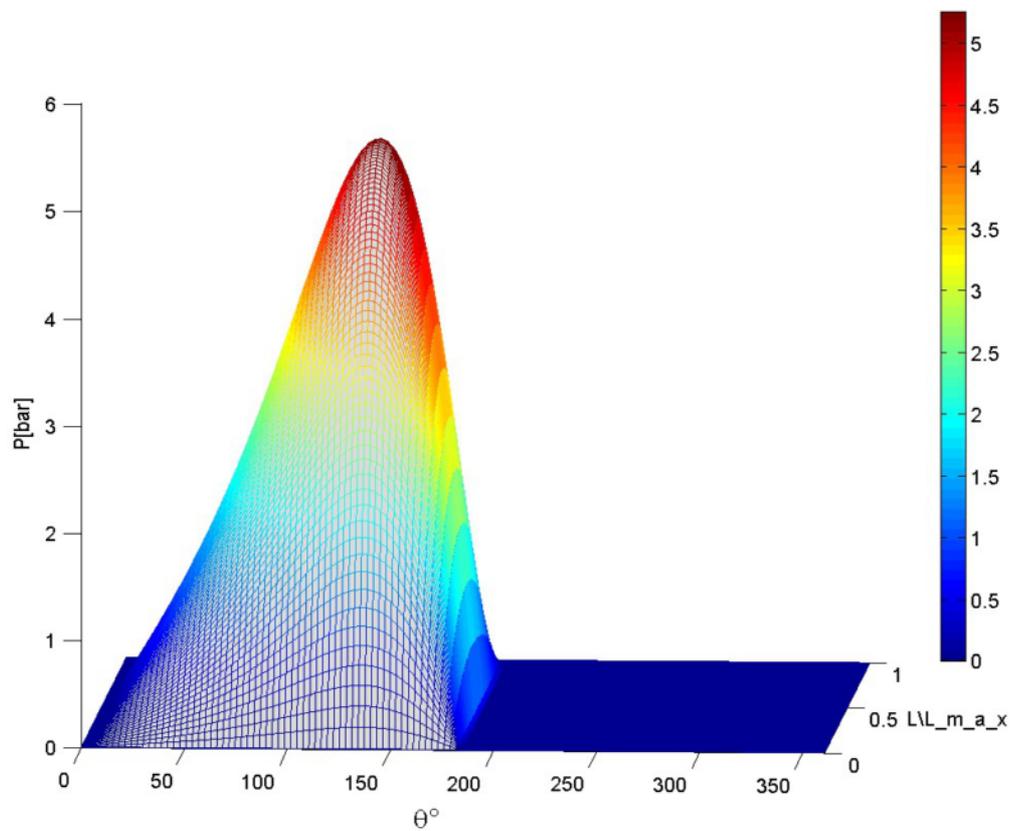
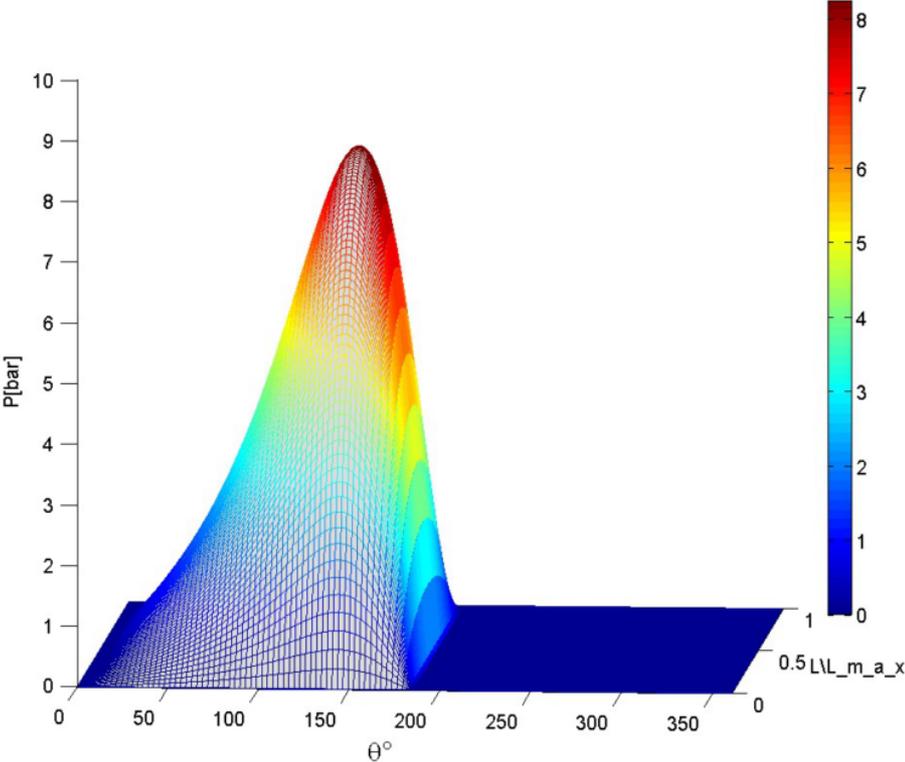


Figure IV14. Diagramme de variation de la pression pour  $w_4=3500$  tr/min,  $\epsilon=0,4$



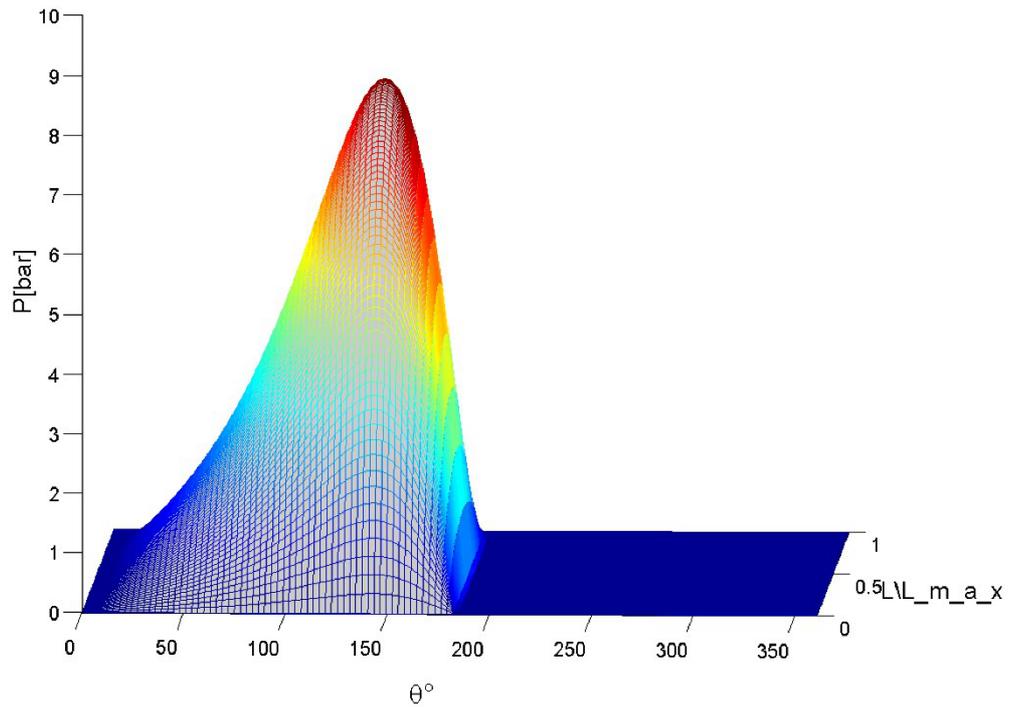


Figure IV15. Diagramme de variation de la pression pour  $w_4=3500$  tr/min,  $\epsilon=0,5$

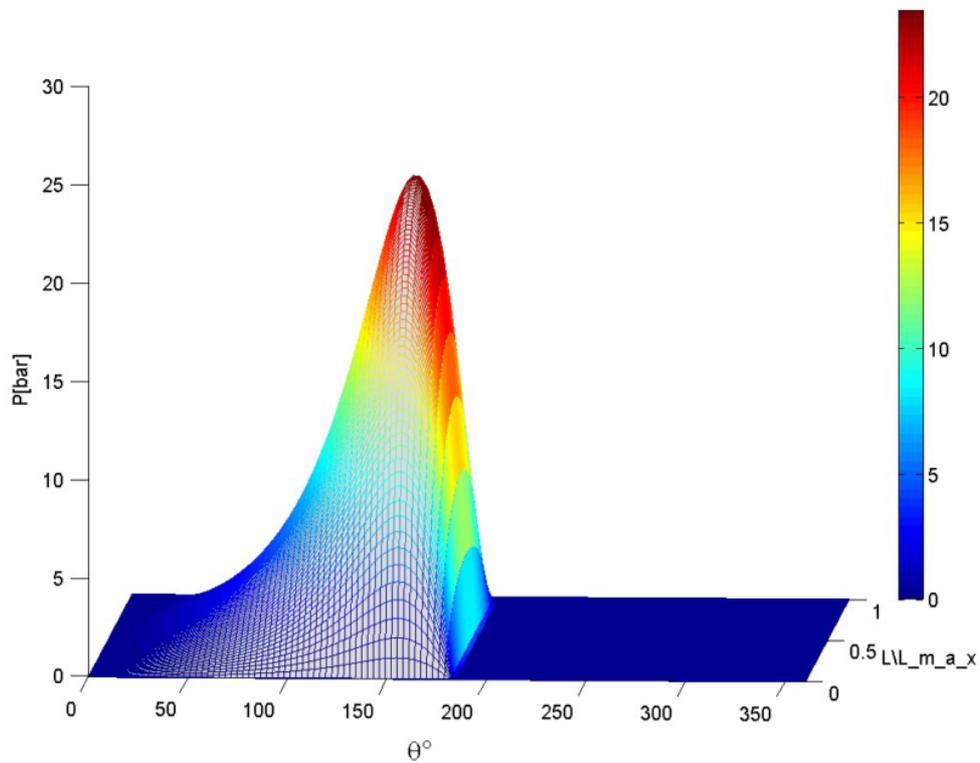


Figure IV16. Diagramme de variation de la pression pour  $w_4=3500$  tr/min,  $\epsilon=0,7$

Il ressort de la lecture de ces diagrammes qu'à une vitesse de rotation constante, combinée à une variation de l'excentricité, les résultats obtenus nous permettent de ressortir les positions (angles) où la pression  $P$  est maximale. En effet, nous constatons que la pression  $P_{\max}$  atteint son pic avec un angle  $\theta$  donné et rechute jusqu'à atteindre zéro.

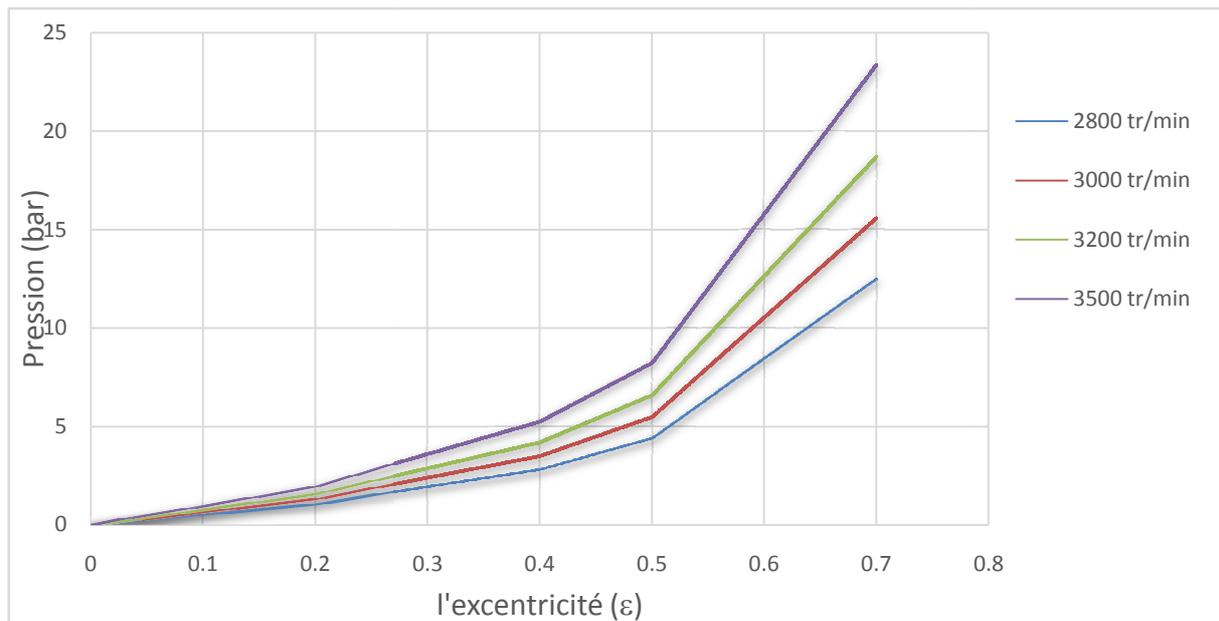
Afin de mieux saisir les résultats obtenus, le tableau ci-dessous permet d'interpréter les diagrammes précédents en illustrant la valeur de la pression maximal  $P_{\max}$  suivant l'angle  $\theta$  sous différentes valeurs de vitesses  $w$  et d'excentricités  $\varepsilon$ :

**Tab.IV.2** Tableau récapitulatif des résultats 1

$\omega$ (tr/min)	$\varepsilon$	$P_{\max}$ (bar)	$\theta$ (°)
2800	0,2	1,05	116
	0,4	2,80	134
	0,5	4,39	140
	0,7	12,48	151,7
3000	0,2	1,31	116
	0,4	3,50	134
	0,5	5,49	140
	0,7	15,6	151,7
3200	0,2	1,57	116
	0,4	4,2	134
	0,5	6,59	140
	0,7	18,71	151,7
3500	0,2	1,96	116
	0,4	5,25	134
	0,5	8,23	140
	0,7	23,38	151,7

Nous constatons, après la simulation exécutée, qu'à une vitesse de rotation  $w$  constante et avec des variations de l'excentricité  $\epsilon$ , le pic de la pression  $P_{max}$  ainsi que les angles  $\theta$  augmentent. Aussi, nous remarquons que les positions du pic de la pression gardent les mêmes valeurs pour toute les vitesses utilisées.

Enfin, les données du tableau sont résumées et illustrée dans les graphes suivants (Fig.V.17, FigV.18), qui montrent l'impact de la variation de la vitesse et d'excentricité sur la pression

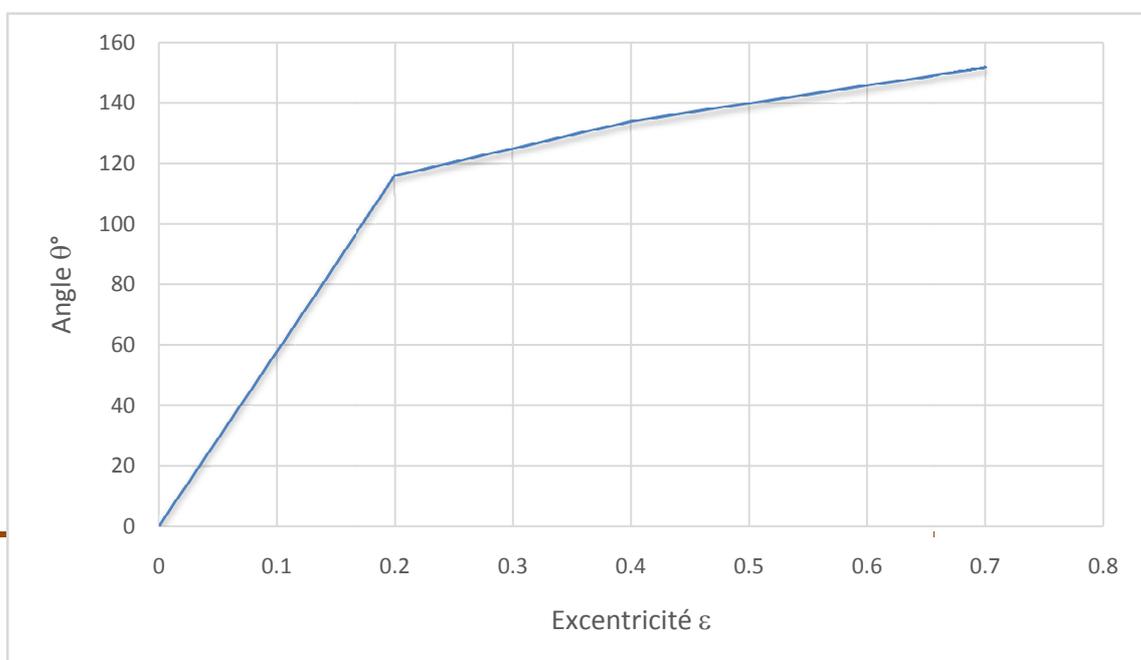


obtenue

**Figure IV 17.** Variation de la pression en fonction de l'excentricité avec différentes vitesses de rotation

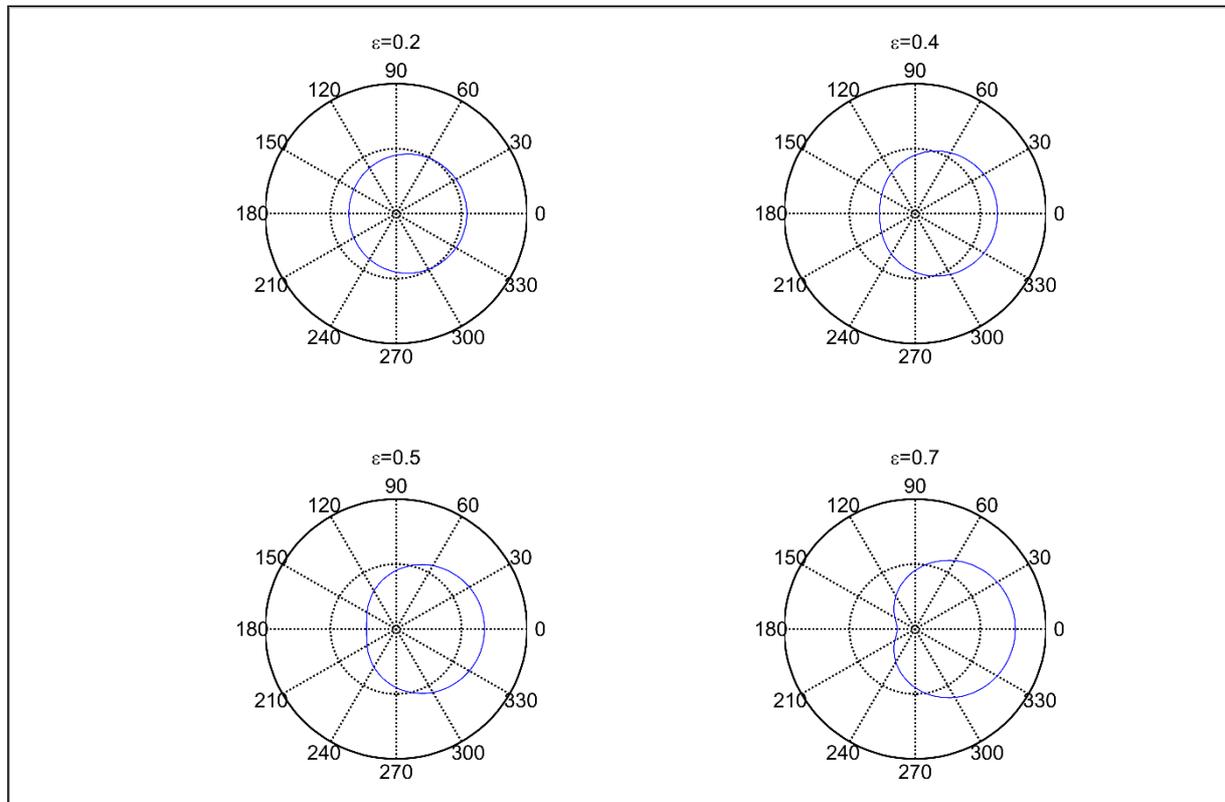
**Figure IV 18.** Variation de l'angle de pic de la pression en fonction de l'excentricité

#### IV.2. La trajectoire du centre de l'arbre en fonction de la vitesse et



**d'excentricité :**

la figure suivante illustre la trajectoire du centre de l'arbre par rapport au centre de coussinet, et ce faisant varié la vitesse de rotation  $w$  (tr/min) et l'excentricité



**Figure IV.19.** la trajectoire du centre de l'arbre a  $w=2800,3000,3200,3500$ tr/min

on remarque qu'avec une valeur réduite de l'excentricité  $\varepsilon = 0.2$ , la trajectoire de l'arbre prend une forme quasi-circulaire.

En augmentant la valeur de l'excentricité, la trajectoire grandit et prend une forme ovale avec un décalage, ou  $H_{\min}$  diminue et  $H_{\max}$  augmente.

Aussi, la trajectoire connaît un creux d'un côté dû à la pression du fluide sur l'arbre engendré par l'augmentation de  $H_{\max}$ .

La trajectoire garde la même forme pour différentes vitesses de rotation.

De ce qui précède, nous constatons que la vitesse n'a aucun effet sur la trajectoire du centre de l'arbre, cette dernière n'est influencée que par la variation de l'excentricité

### IV.3. Influence de la viscosité sur la pression du lubrifiant :

Pour étudier l'influence de la viscosité sur la pression du lubrifiant, nous allons utiliser deux valeurs de viscosité ( $20 \cdot 10^{-3}$  et  $80 \cdot 10^{-3}$  Pa.s) avec une vitesse constante  $W=3000$  tr/min et les mêmes valeurs d'excentricité  $\epsilon$  précédentes 0.2, 0.4, 0.5 et 0.7.

Comme l'indique les figures suivantes :

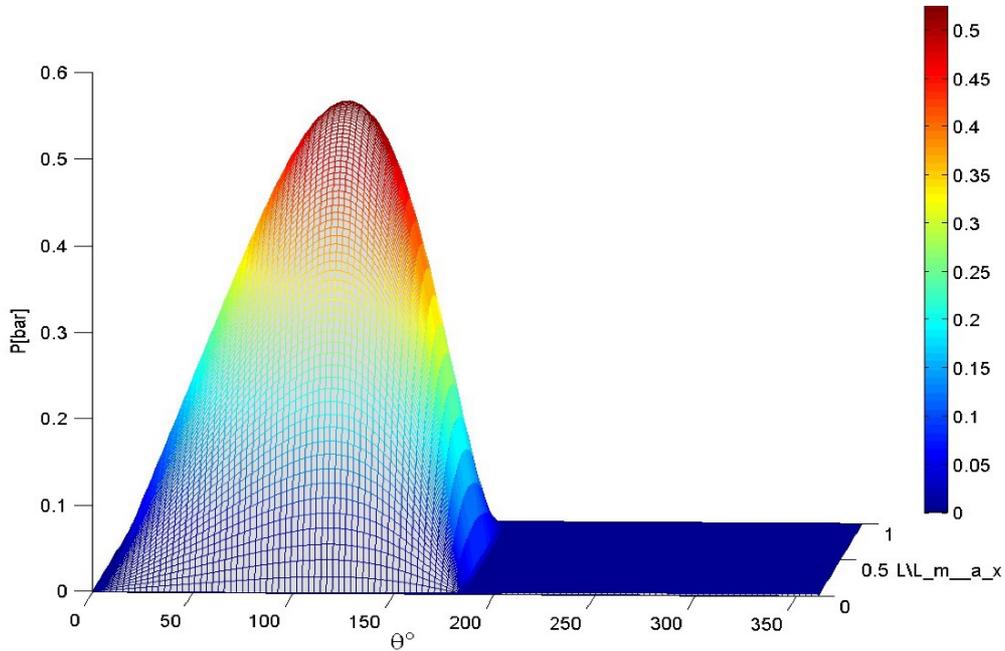


Figure IV.20. Diagramme de variation de la pression pour  $w=3000$  tr/min,  $\epsilon=0,2$ ,  $\mu=0.02$

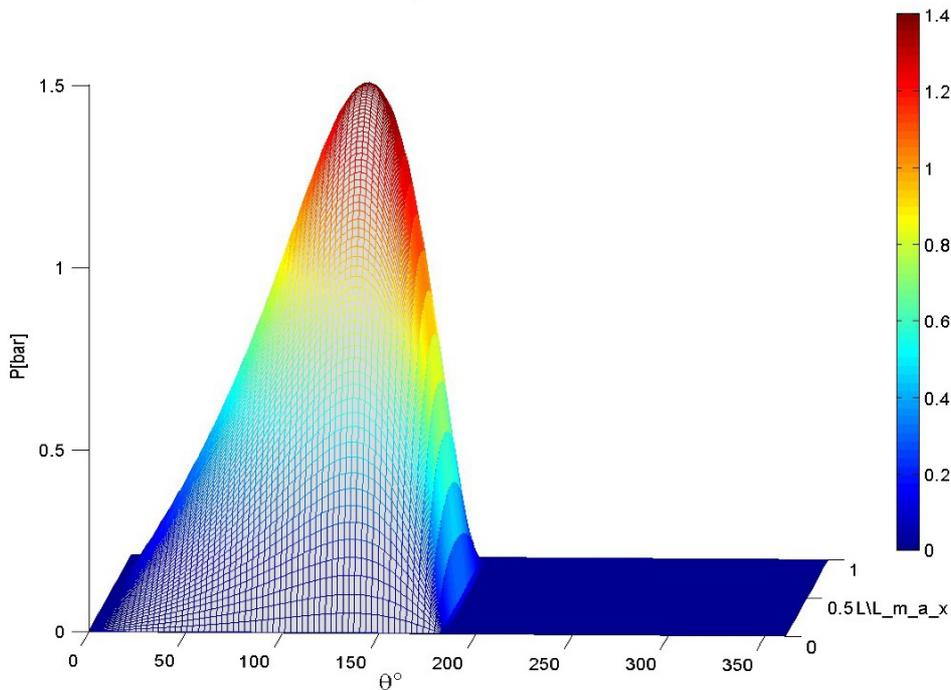


Figure IV.21. Diagramme de variation de la pression pour  $w=3000$  tr/min,  $\epsilon=0,4$ ,  $\mu=0.02$  Pa.s

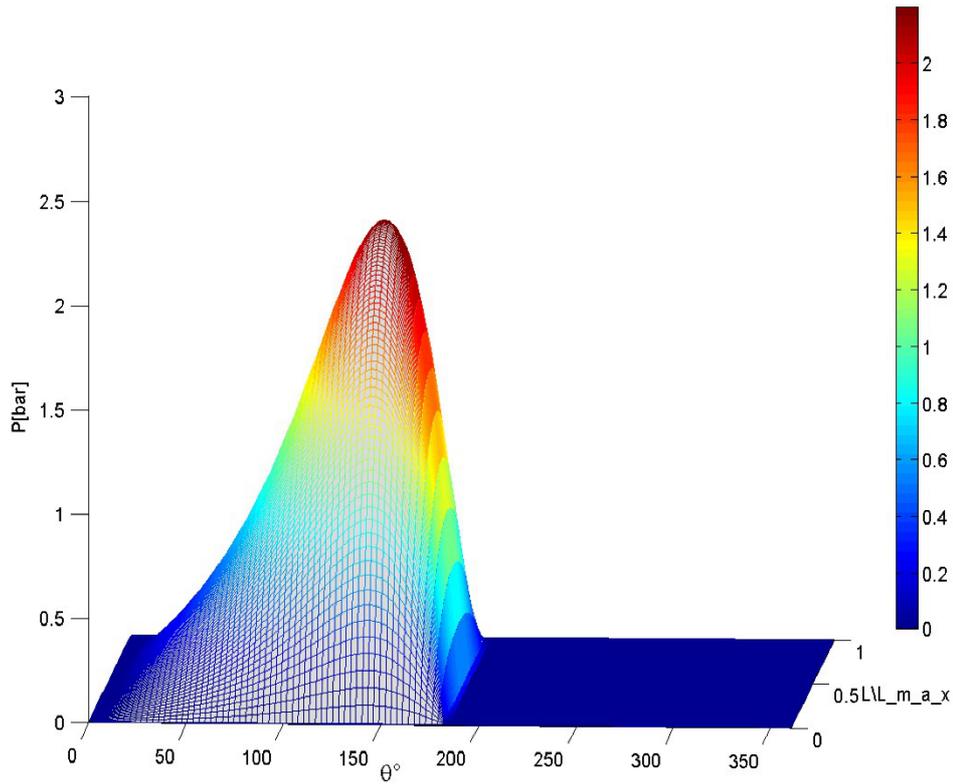


Figure IV.22

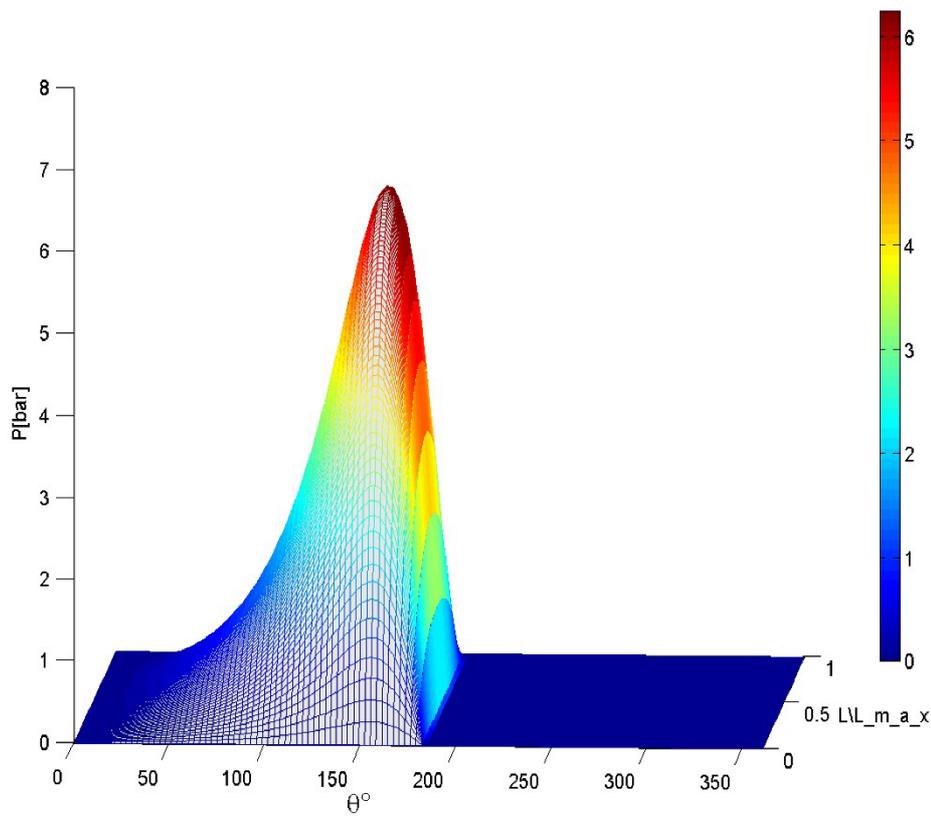


Figure IV.23

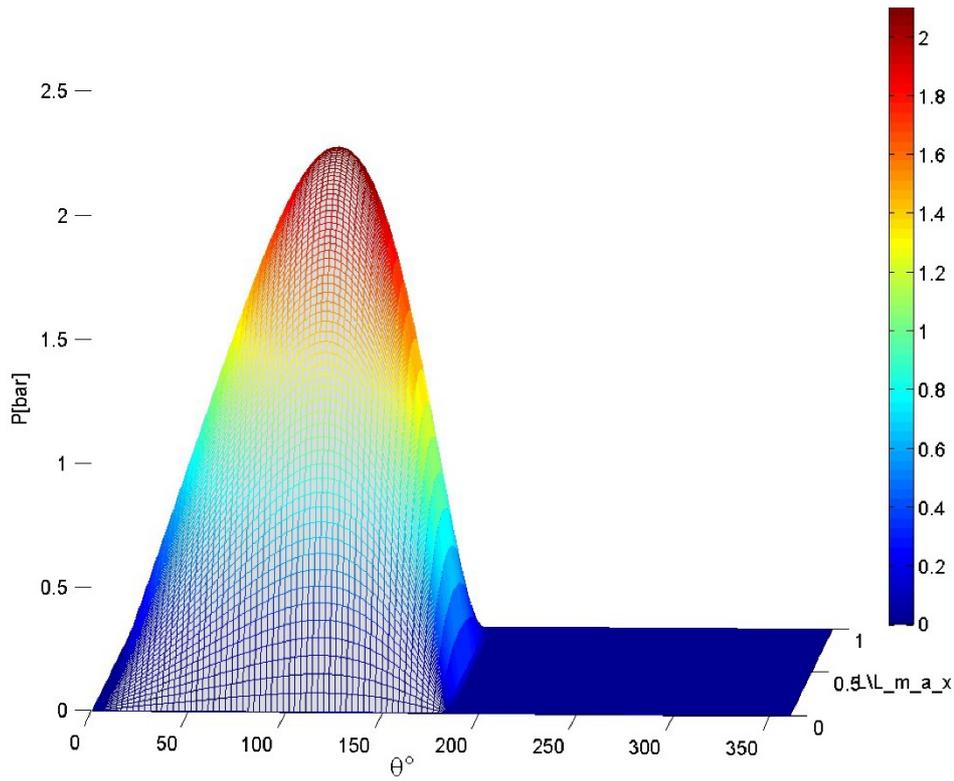


Figure IV.24. Diagramme de variation de la pression pour  $w=3000$  tr/min,  $\epsilon=0,2$ ,  $\mu=0.08$  Pa.s

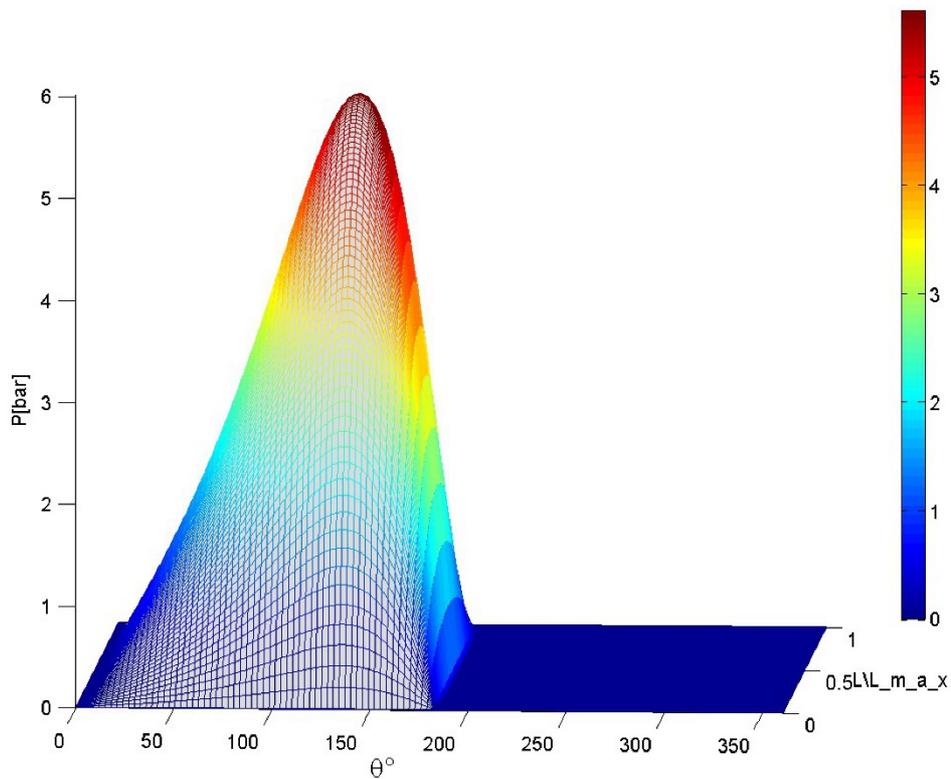


Figure IV.25. Diagramme de variation de la pression pour  $w=3000$  tr/min,  $\epsilon=0,4$ ,  $\mu=0.08$  Pa.s

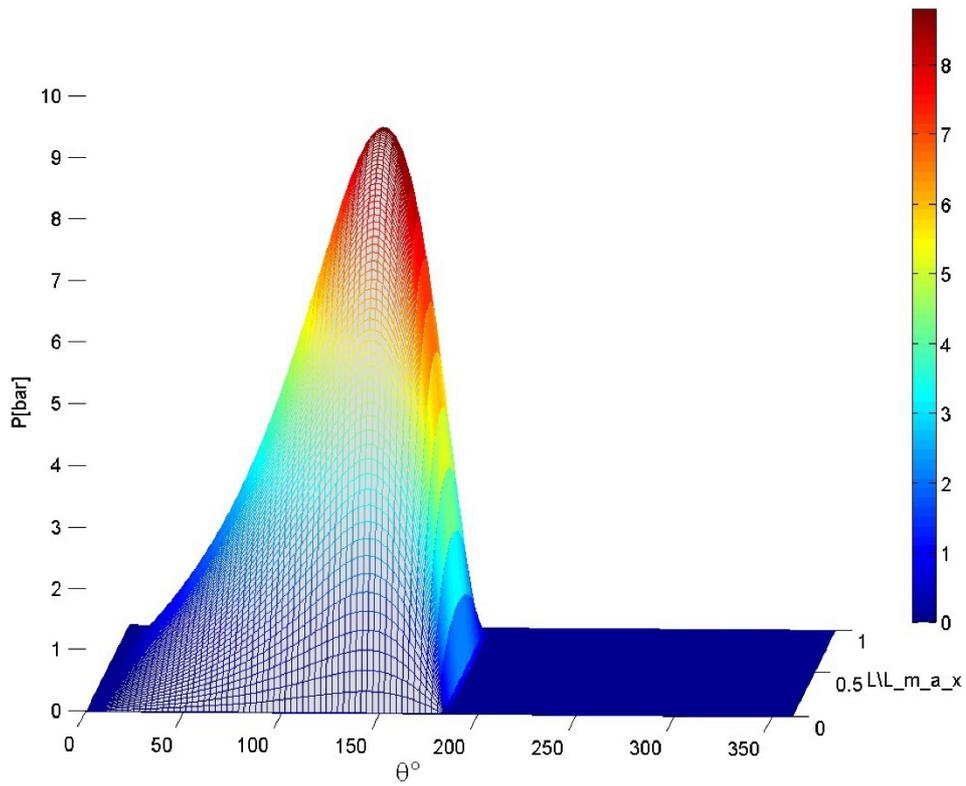


Figure IV.26. Diagramme de variation de la pression pour  $w=3000$  tr/min,  $\epsilon=0,5$ ,  $\mu=0.08$  Pa.s

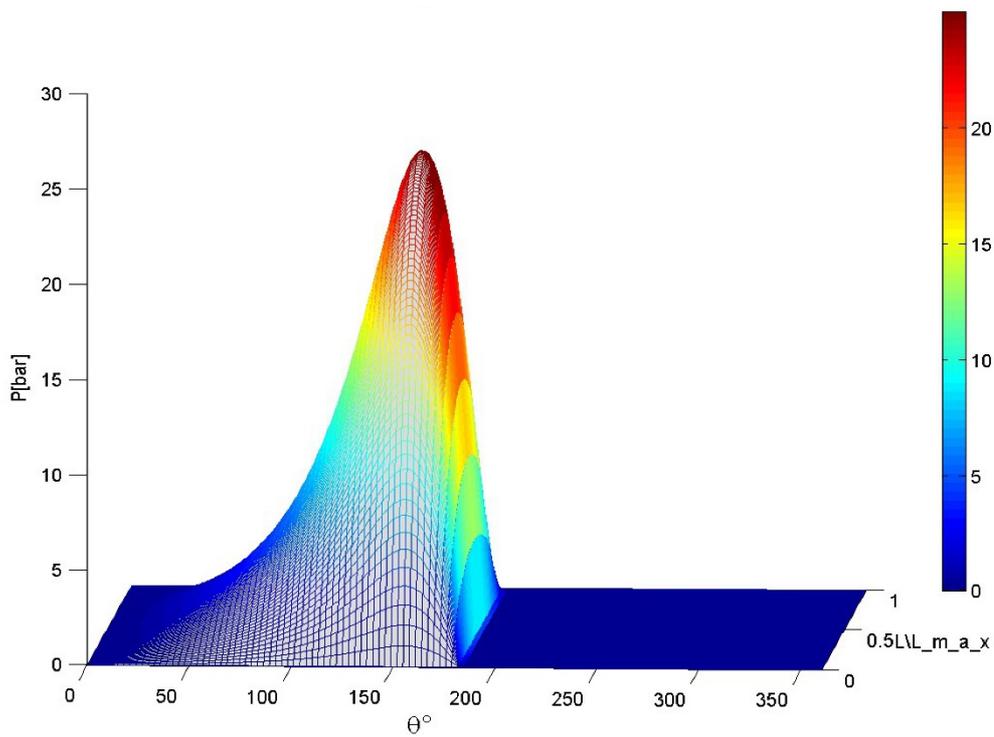


Figure IV.27. Diagramme de variation de la pression pour  $w=3000$  tr/min,  $\epsilon=0,7$ ,  $\mu=0.08$  Pa.s

D'après l'analyse des figures précédentes, nous constatons que la variation de la pression maximale est proportionnelle à celle de la viscosité, lorsque la valeur de celle-ci diminue la pression diminue et vice-versa ; néanmoins, le pic de la pression est localisé dans les mêmes positions (angles) que celles abordées précédemment.

Le tableau suivant présente les différents résultats :

**Tab.IV.3.** Tableau récapitulatif des résultats 2

Viscosité $\mu \cdot 10^{-3}$ ( Pa.s)	Excentricité $\epsilon$	Pression P (bar)
20	0.2	0.52
	0.4	1.4
	0.5	2.2
	0.7	6.20
50	0.2	1,31
	0.4	3,50
	0.5	5,49
	0.7	15,6
80	0.2	2.1
	0.4	5.6
	0.5	8.73
	0.7	24.76

Ainsi, nous déduisons que la viscosité influence sur la pression du lubrifiant

#### IV.4. Conclusion

D'après l'étude numérique que nous avons réalisé, il ressort que la vitesse et l'excentricité influencent sur la pression du lubrifiant. En effet, nous constatons une corrélation positive entre ces variables.

Concernant la trajectoire du centre de l'arbre, nous avons remarqué qu'il y a un changement lorsque l'excentricité  $\varepsilon$  est variée, et cela malgré le changement de la vitesse de rotation utilisée.

Dans un deuxième temps, nous avons étudié l'influence de la viscosité sur la variation de la pression et nous avons constaté qu'à chaque fois que la viscosité augmente la pression augmente, c'est pour cela qu'il est nécessaire de choisir une viscosité idéale pour la lubrification.

# CONCLUSION GENERALE

L'objectif de cette étude est d'analyser analytiquement et numériquement un palier hydrodynamiquement fortement chargé sous charge statique.

L'étude analytique repose sur la résolution de l'équation de Reynolds en régime hydrodynamique. L'étude numérique a été réalisée grâce à l'élaboration du code de calcul hydrodynamique qui prend en charge l'équation et la condition de Reynolds.

Le code de calcul détermine le champ de pression, la trajectoire du centre de l'arbre pour différentes vitesses et d'excentricités relatives données.

Les résultats obtenus montrent que les paramètres (vitesse de rotation et excentricité) de fonctionnement des paliers ont une influence considérable sur la variation du champ de pression et la trajectoire du centre de l'arbre. Aussi, la viscosité du lubrifiant a un effet remarquable sur la variation de la pression.

Il est souhaitable que ce projet puisse encore être étudié pour fournir des solutions plus réelles et constituer un pas dans la bonne compréhension du palier hydrodynamique.

Les prolongements de cette étude qui peuvent être envisagés sont :

- La prise en considération de la température de fluide ;
- La prise en considération de la flexibilité de la ligne d'arbre ;
- De faire des expériences sur site ;
- Prise en compte des déformations élastiques et thermoélastiques des éléments constituant le palier (arbre et palier).

## References bibliographies

- [1] **G.W. STAKOWIAK, A.M. BACHELOR**, Engineering tribology, Tribology Series 24,1993
- [2] **SINGER C.**"A history of technology". Clarendon Press 1954.
- [3] **DOWSON D.**"History of Tribology". Longmans, 1979. Second Edition, Professional Engineering Publishing, 1998.
- [4] **R. Gras, Tribologie**, Paris, 2008 .
- [5] **J. BELOT, B. RIGAUT**, Importance industrielle de l'usure, CETIM,1994.
- [6] **NRCC**, National Research Council of Canada,2015.
- [7] **Jean-Louis LIGIER**-lubrification des paliers moteurs, Edition TECHNIP,1997.
- [8] **ISO-3448** : ISO Viscosity Grade,1992.
- [9] **SAE** : Society of Automotive Engineers,1972.
- [10] **J. Frêne \_ Butés et paliers hydrodynamique**. Technique de l'ingénieur, B5320 1996
- [11] **J. Frêne, Daniel Nicolas, Bernard berthe et Maurice Godet** – lubrification Hydrodynamique des paliers et butées. Edition RYROLLRS, 1990
- [12]**F.A. MARTIN, D.R. GARNER** Plain journal bearings under steady loadsdesign guidance for safe operation First European tribology congress 1973.
- [13] **Reynolds,.O.**, 1886, On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, Series A, Vol. 177, p. 157.
- [14] **Ping Huang** :Numerical Calculation of Lubrication,Edition 2013.